

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra energetiky



Doktorská disertační práce

*Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní turbíně
s předehřevem nad 150 °C*

*Usage of Energy Compressed Natural Gas in Expansionary
Turbine with Preheating Above 150 °C*

Studijní program: P2346 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302V006 Energetické stroje a zařízení
Školitel: doc. Ing. Jiří Míka CSc.
Doktorand: Ing. Libor Pilch

Ostrava 2016

Tímto děkuji doc. Ing. Jiřímu Míkovi CSc., za podporu, motivaci a zkušenosti získaných v průběhu doktorského studia pod jeho vedením.

Rovněž děkuji všem ostatním, kteří mě po dobu studia jakkoliv podpořili.

Ing. Libor Pilch

ANOTACE DISERTAČNÍ PRÁCE

V rámci mého doktorského studia jsem se zabýval možností využití tlakové energie stlačeného zemního plynu distribuovaného firmou RWE Transgas, a. s. pro výrobu elektrické energie. Tento výzkum navazuje na bakalářskou a diplomovou práci. V současné době se tlaková energie zemního plynu v naprosté většině maří škrcením, bez dalšího využití. V ojedinělých případech se ke snížení tlaku zemního plynu využívá expanzních turbín s předehřevem do 120 °C. V disertační práci jsem se věnoval zvýšením výkonu expanzní turbíny předehřátím vstupního zemního plynu nad teplotu 150 °C s rekuperací tepla výstupního expandovaného zemního plynu. K předehřátí zemního plynu využiji teplo expandovaného zemního plynu v rekuperačním výměníku. Dohřev zemního plynu na požadovanou teplotu provedu spalováním zemního plynu. Kotel pro dohřev zemního plynu bude sloužit současně jako zdroj tepla. Tímto předehřevem, při zachování průtočných parametrů zemního plynu, získáme větší výkon expanzní turbíny. V rámci doktorského studia byla tato technologie ochráněna užitným vzorem číslo 27275.

Výhodou výroby elektrické energie při redukci tlaku zemního plynu je celková účinnost transformace primární chemické energie paliva na elektrickou energii s účinností kolem 60%, se vznikem minimálního odpadního tepla. Vzhledem k použití rekuperačního výměníku, který transformuje teplo expandovaného zemního plynu do vstupního zemního plynu, je celková účinnost výroby mechanické nebo elektrické energie při různých teplotách předehřevu nad 150 °C téměř konstantní. Tohoto poznatku jsem využil při druhé možnosti regulace výroby elektrické energie, a to na konstantní elektrický výkon při kolísavém normálním průtoku zemního plynu redukční stanici. Vzhledem k teplotám předehřevu do 340 °C, lze pro předehřev zemního plynu využívat i odpadní teplo, popřípadě teplo z méně výhřevných paliv. Nevýhodou tohoto využívání tlakové energie zemního plynu pro výrobu elektrické energie je legislativa státu, která nepovoluje distributorovi zemního plynu prodávat vlastně vyrobenou elektrickou energii.

V rámci projektu pre seed CZ.1.05/3.1.00/14.0318 byla ve spolupráci se společností Mattech, s. r. o., Ostrava, vyrobena zkušební linka mikroexpanzních turbín, která je v současné době umístěna v areálu VŠB-TU Ostrava. Tato linka bude sloužit pro výuku nových studentů a po drobných úpravách může sloužit ke zkoušení nových mikroexpanzních turbín.

ANNOTATION OF THE DISSERTATION

As part of my doctoral studies, I dealt with the possibility of using the pressure of compressed natural gas distributed by RWE Transgas, as for electricity generation. This research builds on bachelor and master's thesis. At present, gas pressure energy overwhelmingly obstructs throttles without further usage. Respectively, in rare instances, to reduce the pressure of gas utilizes expansion turbines with preheating to 120 °C. The dissertation deal with an increase in power expansion turbine feed gas preheat to a temperature above 150 °C with heat output expanded gas. To preheat the gas I use compressed gas to heat the recuperative heat exchanger. Reheat the gas to the desired temperature do I combusting natural gas. Boiler for hot gas will serve simultaneously as a heat source. This preheating, while maintaining the flow parameters of the gas, we get more power expansion turbine. During doctoral studies we protect this technology utility model No. 27275.

The advantage of the production of electricity in the reduction of gas pressure the overall efficiency of transformation of primary fuel chemical energy into electricity with an efficiency of around 60% with the formation of the minimum waste heat. Due to the use recuperation exchanger which transforms heat expanded natural gas to the inlet gas, the overall efficiency of production of mechanical or electrical energy almost constant at various temperatures preheating above 150 °C. Recognising this, I used a second option, the regulation of electricity generation and, at constant electric power at normal flow of fluctuating gas reduction station. Due to the preheating temperatures up to 340 °C, may be used for preheating the gas and utilize waste heat or heat from less calorific fuels. The disadvantage of this pressure energy use for power generation is state legislation that does not allow a distributor of natural gas actually sell the electricity produced.

The project pre seed CZ.1.05/3.1.00/14.0318 in cooperation with Mattech Ltd. Ostrava, was made by test-line microexpansion turbines, which are currently located in the premises of the Technical University of Ostrava. This line will serve to teach new students after minor modifications can be used to test new microexpansion turbines

Obsah

Seznam tabulek	6
Seznam obrázků	7
Seznam použitého značení	9
Seznam použitých zkratk	10
1. Úvod	11
2. Současný stav redukce tlaku zemního plynu	13
2.1 Redukce tlaku zemního plynu škrcení	13
2.2 Redukce tlaku plynu s využitím tlakové energie plynu	14
3. Cíle disertační práce	15
3.1 Hlavní cíle disertační práce	15
4. Metodika řešení vlivu zvyšování předeřevu ZP	16
4.1 Regulace na konstantní teplotu předeřevu	24
4.2 Regulace na konstantní výkon expanzní turbíny	27
4.3 Minimalizace kontaminace zemního plynu v kogenerační jednotce	29
4.4 Minimalizace úniku zemního plynu z kogenerační jednotky	31
4.5 Maximalizace využití tepla spalín v kogenerační jednotce	32
4.6 Využití tlakové energie ZP expanzní turbínou bez předeřevu	34
5. Optimalizace předeřevu zemního plynu při škrcení	41
5.1 Popis stavu před zpracováním studie	41
5.2 Návrh technického řešení optimalizace předeřevu	44
5.3 Odhadované investiční náklady optimalizačních opatření	45
5.4 Prostá návratnost investičních nákladů optimalizačních opatření	46
5.5 Zamezení kondenzace potrubí za redukčním ventilem	46
5.6 Zhodnocení optimalizace předeřevu	47
6. Zkušební linka expanzních turbín	48
6.1 Popis zkušební linky	49
6.2 Popis měření na zkušební lince	52
6.3 Naměřené hodnoty při měření na zkušební lince	52
6.4 Výpočty z hodnot při měření na zkušební lince	55
6.5 Přepočty naměřených hodnot z měření na zemní plyn	57
7. Popis kogenerační jednotky	60
7.1 Havarijní větev	61
7.2 Záložní větev	62
7.3 Dusíková větev	62

7.4 Rekuperační výměník.....	62
7.5 Dohřivací výměník.....	63
7.6 Expanzní turbína SST060 Siemens.....	64
7.7 Záložní kotel.....	66
7.8 Hlavní kotel.....	67
7.9 Bio plynová větev.....	70
7.10 Okruh termo oleje.....	71
7.11 Okruh spalín.....	73
7.12 Okruh topné vody.....	73
7.13 Okruh kondenzátu a doplňování topné vody.....	74
7.14 Kondenzační komín.....	75
7.15 Parametry zemního plynu současné redukční stanice 1.....	75
7.16 Parametry zemního plynu současné redukční stanice 2.....	78
8. Výpočty parametrů zemního plynu.....	82
8.1 Vzor výpočtu skutečného objemového množství proudícího ZP.....	82
8.2 Vzor výpočtu minimální světlosti potrubí ZP.....	83
8.3 Vzor výpočtu tloušťky stěny potrubí.....	84
9. Zhodnocení dosažených výsledku a aplikace pro praxi.....	86
9.1 Aplikace výzkumu využití tlakové energie ZP pro současné redukční stanice.....	86
9.2 RS Plzeň – Kolová 1.....	89
9.3 PRS Brno – Podolí.....	91
9.4 PRS Velké Němčice.....	95
9.5 RS Olomouc – Slavotínská.....	99
9.6 RS Liberec Žibřídice.....	101
9.7 Aplikace výzkumu využití tlakové energie ZP pro spotřebu v ČR.....	103
10. Přínos dosažených výsledku pro vědní obor a praxi.....	106
11. Závěr.....	107
11. Conclusion.....	108
Seznam použité literatury.....	110
Seznam vlastních prací vztahujících se k tématu disertační práce.....	113
Seznam příloh.....	113

Seznam tabulek

Tabulka 4.1	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.1) dle programu EES
Tabulka 4.2	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.3) dle programu EES
Tabulka 4.3	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.4) dle programu EES
Tabulka 4.4	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.5) dle programu EES
Tabulka 4.5	Účinnost rozdílu entalpii přehřevu a expanze
Tabulka 4.6	Účinnost transformace chemické energie v palivu na elektrickou energii
Tabulka 4.7	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.6) dle programu EES
Tabulka 4.8	Složení zemního plynu
Tabulka 4.9	Mechanický výkon turbíny v závislosti na průtoku
Tabulka 4.10	Parametry při regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny
Tabulka 4.11	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.13) dle programu EES
Tabulka 4.12	Příkon výměníku tepla v závislosti na průtoku
Tabulka 5.1	Investiční náklady
Tabulka 5.2	Návratnost investičních nákladů
Tabulka 6.1	Výsledky z měření číslo 1
Tabulka 6.2	Výsledky z měření číslo 2
Tabulka 6.3	Výsledky a výpočty z měření číslo 1
Tabulka 6.4	Výsledky a výpočty z měření číslo 2
Tabulka 6.5	Výsledky a výpočty z měření číslo 2
Tabulka 6.6	Výsledky a výpočty z měření číslo 2
Tabulka 7.1	Popis potrubí ve schématu na obrázku 7.1
Tabulka 7.2	Parametry termo oleje dle podkladu společnosti GARANT Olomouc, s. r. o.
Tabulka 7.3	Množství vody a tepla v závislosti na procentu kondenzace vodní páry
Tabulka 7.4	Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 7.18) dle programu EES
Tabulka 7.5	Příkon výměníku chladu a generátoru v závislosti na průtoku
Tabulka 8.1	Skutečné průtočné množství ZP v závislosti na teplotě a tlaku
Tabulka 8.2	Parametry potrubí ZP v závislosti na teplotě a tlaku
Tabulka 8.3	Minimální smluvní mez kluzu v závislosti na teplotě ČSN EN 10216-2
Tabulka 8.4	Parametry potrubí ZP v závislosti na teplotě a tlaku
Tabulka 9.1	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.2	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.3	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.4	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.5	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.6	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.7	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.8	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu
Tabulka 9.9	Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

Seznam obrázků

- Obrázek 2.1 Regulátor tlaku C26 525 540
- Obrázek 4.1 I-s diagram předehřevu na 40 °C
- Obrázek 4.2 Řez expanzní turbínou s účinností 40 %
- Obrázek 4.3 I-s diagram předehřevu na 50 °C
- Obrázek 4.4 I-s diagram předehřevu na 90 °C
- Obrázek 4.5 I-s diagram předehřevu na 130 °C
- Obrázek 4.6 I-s diagram předehřevu na 250 °C
- Obrázek 4.7 Graf hodnot při regulaci na konstantní teplotu předehřevu
- Obrázek 4.8 Graf hodnot při regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny
- Obrázek 4.9 Schéma oběhu termo oleje
- Obrázek 4.10 Schéma sání vzduchu do kotle
- Obrázek 4.11 Schéma využití tepla spalín kotle
- Obrázek 4.12 Schéma zapojení expanzní turbíny pro výrobu chladu
- Obrázek 4.13 I-s diagram zapojení expanzní turbíny pro výrobu chladu
- Obrázek 4.14 Schéma zapojení redukční stanice pro výrobu chladu
- Obrázek 4.15 I-s diagram zapojení expanzní turbíny pro výrobu chladu
- Obrázek 4.16 Graf příkonu výměníku chladu v závislosti na průtoku
- Obrázek 5.1 Graf celkového průtoku ZP v PRS Děhylov
- Obrázek 5.2 Graf průtoku ZP ve větvi I v PRS Děhylov
- Obrázek 5.3 Graf průtoku ZP ve větvi II v PRS Děhylov
- Obrázek 5.4 Graf průtoku ZP ve větvi MCHZ v PRS Děhylov
- Obrázek 5.5 Graf teploty ZP ve větvi I, II a MCHZ v PRS Děhylov
- Obrázek 5.6 Graf tlaku ZP při vstupu do PRS Děhylov
- Obrázek 6.1 Schéma první varianty zkušební linky
- Obrázek 6.2 Schéma zapojení konečné varianty zkušební linky
- Obrázek 6.3 Foto spalovacího motoru a turbodmychadla
- Obrázek 6.4 Foto kompletní zkušební linky
- Obrázek 6.5 Řez turbodmychadlem ze zkušební linky
- Obrázek 6.6 Graf z měření číslo 1
- Obrázek 6.7 Graf z měření číslo 2
- Obrázek 6.8 Graf z měření číslo 2 pro zemní plyn
- Obrázek 7.1 Zjednodušené schéma kogenerační jednotky
- Obrázek 7.2 Schéma a T-s diagram rekuperačního výměníku
- Obrázek 7.3 Schéma a T-s diagram dohřívacího výměníku
- Obrázek 7.4 Model expanzní turbíny SST-060
- Obrázek 7.5 Expanzní turbína SST-060

- Obrázek 7.6 Proudění ZP v expanzní turbíně SST-060
- Obrázek 7.7 Foto kotle OMV
- Obrázek 7.8 Řez kotlem OMV
- Obrázek 7.9 Schéma zapojení kotle OMV
- Obrázek 7.10 Schéma zařízení pro napojení mobilních kontejneru
- Obrázek 7.11 Graf vstupní teploty ZP do redukční stanice 1
- Obrázek 7.12 Graf vstupního tlaku ZP do redukční stanice 1
- Obrázek 7.13 Graf průtoku ZP do redukční stanice 1
- Obrázek 7.14 Graf denního průtoku ZP do redukční stanice 1
- Obrázek 7.15 Grafický návrh budovaného areálu firmy ENEZA, s. r. o.
- Obrázek 7.16 Graf průtoku ZP do redukční stanice 2
- Obrázek 7.17 Graf denního průtoku ZP do redukční stanice 2
- Obrázek 7.18 I-s diagram expanzní turbíny pro výrobu chladu
- Obrázek 7.19 Graf výkonu výměníku chladu a generátoru v závislosti na průtoku
- Obrázek 9.1 I-s diagram nízko teplotního přehřevu
- Obrázek 9.2 I-s diagram výroby chladu
- Obrázek 9.3 I-s diagram vysoko teplotního přehřevu
- Obrázek 9.4 Schéma přínosu pro vědní obor a praxi

Seznam použitého značení

D	Průměr trubky vnější	[mm]
d	Průměr trubky vnitřní	[mm]
DN	Světlost potrubí	[mm]
f_s	Dovolené namáhání	[MPa]
i	Entalpie	[kJ.kg ⁻¹]
K _s	Mez kluzu	[MPa]
m	Hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q _G	Výkon generátoru	[kJ.s ⁻¹]
Q _T	Výkon turbíny	[kJ.s ⁻¹]
Q _V	Výkon výměníku	[kJ.s ⁻¹]
Q _Z	Příkon zdroje tepla	[kJ.s ⁻¹]
P	Tlak	[MPa]
P _N	Tlak za normálních podmínek	[MPa]
s	Entropie	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
T	Teplota	[K, °C]
T _N	Teplota za normálních podmínek	[K, °C]
t	Tloušťka stěny trubky	[mm]
t _{dov}	Tloušťka stěny trubky dovolená	[mm]
V	Objemový průtok	[m ³ .h ⁻¹]
V _N	Objemový průtok za normálních podmínek	[m ³ .h ⁻¹]
v	Rychlost	[m.s ⁻¹]
y	Měrná energie	[kJ.kg ⁻¹]
α	Procento kondenzace	[%]
η	Účinnost	[%]
η _G	Účinnost generátoru	[%]
η _i	Účinnost entalpii	[%]
η _T	Účinnost transformace	[%]
η _V	Účinnost výměníku	[%]
η _Z	Účinnost zdroje tepla	[%]
Δ _i	Rozdíl entalpii	[kJ.kg ⁻¹]
Δp	Přetlak	[MPa]

Seznam použitých zkratk

AG	Asynchronní generátor
ASŘ	Automatický systém řízení
CO ₂	oxid uhličitý
CH ₄	Metan
CNG	Stlačený zemní plyn
ČR	Česká republika
DN	Světlost potrubí
DPH	Daň z přidané hodnoty
EES	Výpočetní program pro výpočty energetických hodnot
ET	Expanzní turbína
ET, a.s.	Energetika Třinec, a. s.
E III	Elektrárna 3, společnosti Energetika Třinec, a. s.
H ₂ O	Voda
Kč	Koruna česká
KO	Kompresor
MaR	Měření a regulace
MBZ	Mobilní bioplynový zásobník
MCHZ	BorsodChem MCHZ, s. r. o.
ORC	Organický Rankinův cyklus
O ₂	Kyslík
PRS	Předávací redukční stanice
PUV	Průmyslový užitný vzor
RWE	RWE Transgas, a. s.
TD	Dmychadlo
VŠB-TUO	Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
ZD	Zásobník dusíku
ZP	Zemní plyn

1. Úvod

Dizertační práce navazuje na bakalářskou práci [8] a diplomovou práci [10], zaměřenou na využití energie stlačeného zemního plynu k výrobě elektrické energie expanzní turbínou. Zemní plyn se musí před dopravou v potrubí stlačit na vyšší tlak z důvodu snížení tlakových ztrát a velkého dopravovaného množství. V jednotlivých redukčních stanicích se pak tento tlak snižuje na tlak, který požadují jednotliví odběratelé. Tlak zemního plynu lze snížit regulátorem tlaku nebo expanzním strojem, s využitím tlakové energie zemního plynu, k výrobě mechanické nebo elektrické energie. Dne 25. 3. 2014 byla podána žádost o udělení průmyslového vzoru u Úřadu průmyslového vlastnictví České republiky pod číslem PUV 2014-29368. Dne 28. 8. 2014 byl zapsán užitný vzor číslo 27275 s názvem „Uspořádání redukční stanice plynu pro výrobu elektrické energie“. Osvědčení o zápisu užitného vzoru 27275 je přílohou A, této disertační práce. Do doby udělení průmyslového vzoru jsem nemohl k dané problematice publikovat žádné články. Dále v rámci projektu Pre-seed aktivity VŠB-TUO II-Strojírenství registrační číslo CZ.1.05/3.1.00/14.0.0318 byla vyrobena společností MATEECH, s. r. o. zkušební linka. Tato zkušební linka je umístěna v prostorách VŠB-TUO a bude sloužit jednak k ověření vlivu zvýšení teploty vstupního plynu do turbodmychadla a zvyšování výkonu na výtlaku dmychadla, ale může i sloužit k výuce studentů. Po drobných úpravách může tato linka sloužit ke zkouškám nových mikroexpanzních turbín. V disertační práci se zaměřuji na zvýšení výkonu expanzní turbíny a současného využití tepla výstupního expandovaného zemního plynu z turbíny. Toto využití tepla je důležité jak z technologického, tak ekonomického hlediska.

V současné době se expanzní turbíny používají s přehřevem na takovou teplotu, aby teplota zemního plynu po expanzi nepřesahovala 30 °C. Touto technologií lze částečně využít energii, která byla vložena do komprese zemního plynu pro dopravu plynovodem. V disertační práci se zaměřím na návrh kogenerační jednotky, která bude sloužit ke snížení tlaku zemního plynu z 2,2 MPa na 0,6 MPa při současné výrobě elektrické energie a dodávce tepla. Kogenerační jednotka bude navržena na jmenovitý průtok 20 000 Nm³.h⁻¹. Zvýšení výkonu expanzní turbíny při konstantním průtoku zemního plynu dosáhnou přehřevem zemního plynu před expanzí nad teplotu 150 °C. Vyšší teplotu přehřevu zemního plynu než 600 °C nedoporučuji z důvodu nebezpečí samovznícení, při možném úniku zemního plynu do okolí. Teplota samovznícení zemního plynu je 630 °C. Z důvodu použití teplotnosného média s teplotou varu 359 °C při atmosférickém tlaku se v práci věnuji přehřevu zemního plynu do teploty 340 °C.

Důležitou součástí kogenerační jednotky je rekuperační výměník. Rekuperační výměník slouží k předání tepla z expandovaného zemního plynu vstupnímu zemnímu plynu do turbíny. Z důvodu malých tlakových ztrát navrhuji trubkový výměník a rychlosti zemního plynu v potrubních částech kogenerační jednotky maximálně 10 m.s^{-1} . K minimalizaci tlakových ztrát v jednotlivých částech kogenerační jednotky mě vede snaha maximalizace tlakového spádu v expanzní turbíně. Vyššími tlakovými ztrátami mimo expanzní turbínu dojde ke snížení využitelného tlakového spádu a tím k nižší výrobě elektrické energie. Tuto technologii výroby elektrické energie lze využít i při návrhu nových energetických celků, kde by se používal zemní plyn jako stabilizační palivo. Středotlaký zemní plyn by byl přiveden k energetickému celku, kde by v expanzní turbíně expandoval na požadovaný tlak plynového hořáku. K dohřevu zemního plynu by bylo možno využít části spalin. Tato technologie kogenerační jednotky je částečný Braytonův cyklus bez kompresoru (neúplná turbína), protože již využívá stlačené medium, které se před expanzí ohřeje na vyšší teplotu. Nevýhodou Braytonova cyklu je, že značná část výkonu expanzní turbíny je spotřebovaná kompresorem (uvádí se až $2/3$ výkonu turbíny). Výhodou této kogenerační jednotky je, že mechanická práce expanzní turbíny se celá transformuje v generátoru na elektrickou energii s minimální ztrátou. Při výrobě této energie vznikají minimální škodlivé látky, v závislosti na použitém zdroji tepla pro dohřev zemního plynu.

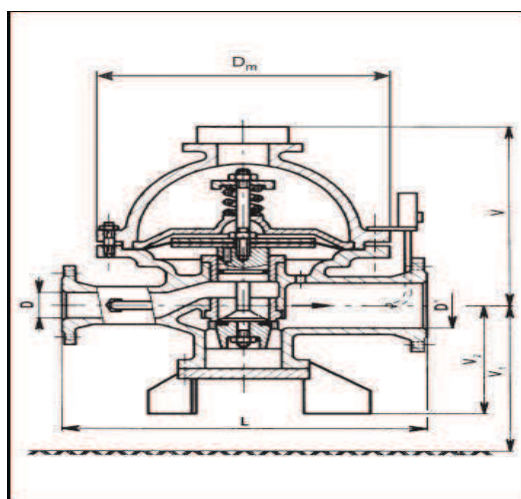
V rámci doktorského studia jsem navrhl využití tlakové energie zemního plynu pro výrobu chladu. Dne 7. 1. 2016 jsem podal oznámení o předmětu průmyslového vlastnictví, na oddělení komercializace výsledků vědy a výzkumu VŠB-TUO, s názvem „Využití tlakové energie plynu k výrobě chladu a elektrické energie“, které je přílohou B této disertační práce. Do vydání potvrzení o zápisu užitém vzoru, nemůžu k dané problematice publikovat články.

2. Současný stav redukce tlaku zemního plynu

Zemní plyn je dopravován na delší vzdálenosti plynovody při tlaku až 6 MPa. Zemní plyn se pro transport stlačuje na tento tlak z důvodu menších tlakových ztrát a menší dimenze potrubí. Pro distribuci zemního plynu konečným zákazníkům se musí snížit jeho tlak na požadovanou hodnotu. Pro redukci tlaku zemního plynu na požadované hodnoty odběratelem máme dvě možnosti. První možností redukce tlaku zemního plynu je škrcení bez využití tlakové energie stlačeného zemního plynu. Druhou možností redukce tlaku zemního plynu je s využitím expanzních strojů pro transformaci tlakové energie zemního plynu na mechanickou práci k výrobě elektrické energie. V současné době k redukci tlaku zemního plynu v redukčních stanicích se v převážné míře využívá metoda škrcení. Pro popis možnosti redukce tlaku zemního plynu jsem čerpal z bakalářské práce [8] a diplomové práce [10].

2.1 Redukce tlaku zemního plynu škrcení

K redukci plynu dochází škrcením průtoku zemního plynu. Regulátor tlaku funguje tak, že v případě zvyšování tlaku na výstupu dochází k uzavírání regulátoru tlaku. Při poklesu tlaku na výstupu se regulátor tlaku otevírá. Tento regulátor tlaku je navržen tak, že reguluje tlak zcela automaticky, dle výstupního tlaku plynu. Na obrázku 2.1 je znázorněn řez regulátorem tlaku C26 525 540 z [7]. Nevýhodou tohoto regulátoru tlaku je, že je nastaven na konstantní výstupní tlak a v případě potřeby změny výstupního tlaku zemního plynu to nelze provést bez jeho demontáže.



Obrázek 2.1 – Regulátor tlaku C26 525 540 [7]

Výhody regulace škrcením

- Automatický chod
- Nízké pořizovací náklady
- Nízko nákladový provoz
- Nedochází k velkému ochlazení regulovaného plynu
- Jednoduchá konstrukce

Nevýhody regulace škrcením

- Nevyužití energie stlačeného plynu
- Nutnost nenávratně dodávat energii k ohřevu plynu (mimo výroby chladu)
- Pevné nastavení výstupního tlaku

2.2 Redukce tlaku plynu s využitím tlakové energie plynu

Při snižování tlaku zemního plynu škrcením, nelze využít tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie. Při použití expanzních strojů v redukčních stanicích, lze při požadovaném poklesu tlaku zemního plynu transformovat jeho tlakovou energii na mechanickou energii a tu pomocí generátoru na elektrickou energii. Nevýhodou této redukce tlaku plynu je, že při adiabatické expanzi plynu dojde k jeho prudkému ochlazení pod teplotu kondenzace vodních par, a tím možnému nebezpečí zamrznutí důležitých částí rozvodu. Pro omezení tohoto negativního vlivu redukce tlaku v redukční stanici i rozvodné sítě je nutno zemní plyn ještě před adiabatickou expanzí zahřát na teplotu, která zaručí, že výstupní teplota plynu z expanzní turbíny bude vyšší než 5 °C. Výstupní teplota zemního plynu je závislá na účinnosti expanzní turbíny a tlakového spádu. Takto vyrobenou elektrickou energii lze považovat za čistou energii, která nemá velký negativní vliv na životní prostředí. K ohřevu zemního plynu před vstupem do expanzního stroje se může použít centrální zdroj teplé vody nebo teplo z výroby elektrické energie. Také lze využít teplo z termické likvidace odpadu, popřípadě částečným spalováním dopravovaného zemního plynu.

Nevýhody regulace tlaku plynu expanzní turbínou

- Vyšší pořizovací náklady
- Vyšší náklady na přehřev plynu
- Složitější konstrukce

3. Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je prokázat, že je možno nahradit současnou redukční stanicí zemního plynu kogenerační jednotkou. V současné redukční stanici zemního plynu, se redukuje zemní plyn z tlaku 2,2 MPa na tlak 0,6 MPa metodou škrcení. Tato škrticí armatura, v které je energie zmařována a nevyužívána, bude nahrazena expanzní turbínou. Jmenovitý průtok ZP kogenerační jednotkou je $20000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Vzhledem ke zvýšení výkonu expanzní turbíny při konstantním průtoku zemního plynu se budu zabývat přehřevem vstupního zemního plynu do turbíny v rozsahu od 150°C do 340°C .

3.1 Hlavní cíle disertační práce

- *Regulace přehřevu na konstantní teplotu ZP vstupujícího do expanzní turbíny*
Řešením tohoto cíle se věnuji v kapitole 4.1

- *Regulace přehřevu ZP na konstantní výkon expanzní turbíny*
Řešením tohoto cíle se věnuji v kapitole 4.2

- *Minimalizace kontaminace ZP v kogenerační jednotce*
Řešením tohoto cíle se věnuji v kapitole 4.3

- *Minimalizace úniku ZP z kogenerační jednotky*
Řešením tohoto cíle se věnuji v kapitole 4.4

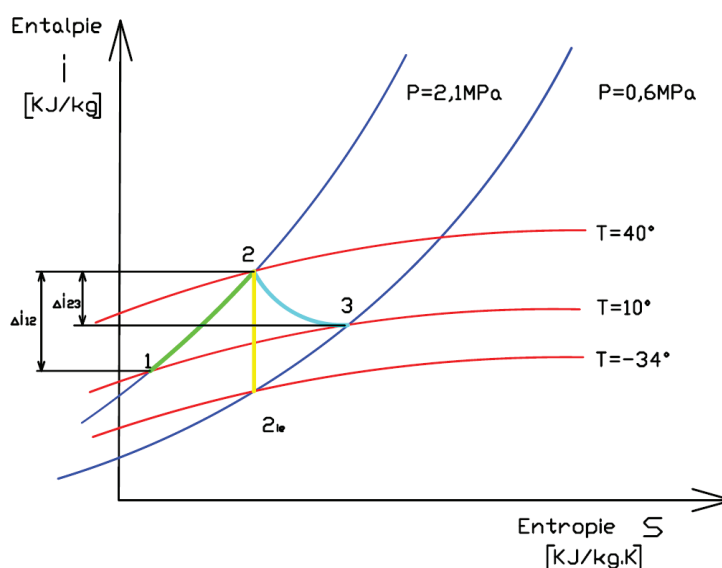
- *Maximalizace využití tepla spalin v kogenerační jednotce*
Řešením tohoto cíle se věnuji v kapitole 4.5

Výrobou elektrické energie z tlakové energie plynu, která se v současné době maří, snížíme spotřebu fosilních paliv, což má pozitivní dopad na životní prostředí. Náhradu redukčních stanic kogeneračními jednotkami, lze jen v některých případech, kde je dostatečný tlakový spád a dostatečné průtočné množství zemního plynu. Aplikaci výzkumu využitelnosti tlakové energie zemního plynu v konkrétních redukčních stanicích se věnuji v kapitole 9.

4. Metodika řešení vlivu zvyšování přehřevu ZP

Cílem disertační práce je navrhnutí kogenerační jednotky, která by nahradila současnou redukční stanici zemního plynu, kde se redukuje zemní plyn z tlaku 2,2 MPa na tlak 0,6 MPa. Jmenovitý průtok ZP kogenerační jednotkou bude $20000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Vzhledem ke zvýšení výkonu expanzní turbíny při konstantním průtoku zemního plynu se zabývám přehřevem vstupního ZP do turbíny v rozsahu 150°C až 340°C . V disertační práci se zabývám dvěma způsoby regulace v dané kogenerační jednotce a další problematikou při navrhování kogenerační jednotky. Výhodou výroby elektrické energie využitím tlakové energie zemního plynu je menší znečištění životního prostředí v porovnání s výrobou elektrické energie spalováním tuhých nebo tekutých fosilních paliv.

Výhodou výroby elektrické energie z redukce tlaku zemního plynu je, že se nám podaří získat zpět část energie, která se musela spotřebovat pro zvýšení tlaku zemního plynu. Touto technologií lze také přenášet elektrickou energii na větší vzdálenosti bez elektrického vedení. V místě vstupu zemního plynu se transformuje elektrická energie na tlakovou energii zemního plynu pomocí kompresoru a v místě spotřeby zemního plynu se transformuje tlaková energie zpět na elektrickou pomocí expanzní turbíny. Vliv teploty přehřevu na zvyšování výkonu expanzní turbíny je znázorněn na následujících i-s diagramech na obrázcích 4.1, 4.3, 4.4, 4.5.



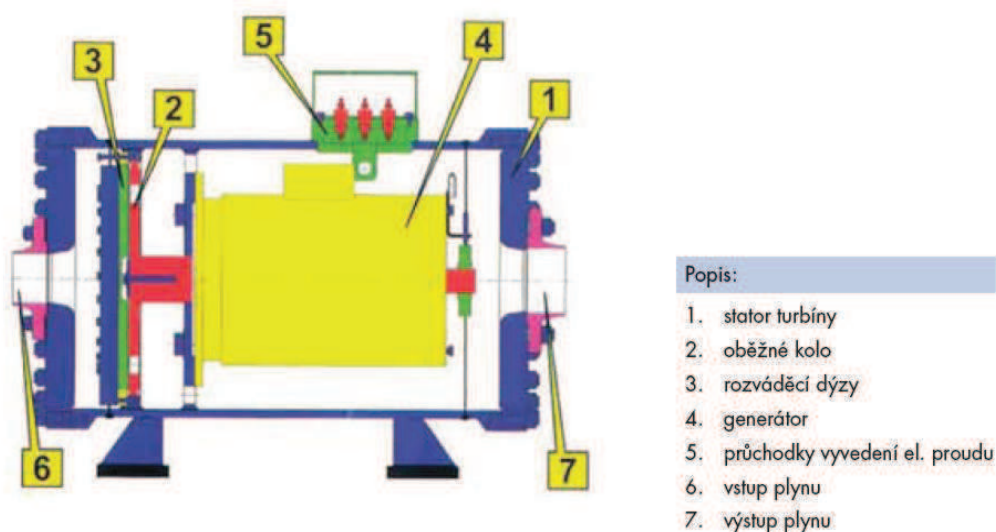
Obrázek 4.1 – I-s diagram přehřevu na 40°C

bod 1 – vstup zemního plynu do ohřivače plynu; bod 2 – výstup zemního plynu z ohřivače plynu; bod 3 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg⁻¹]	Entropie [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	40	2,1	13,8	-1,53
2ie	-34	0,6	-138,7	-1,53
3	10	0,6	-40,1	-1,15

Tabulka 4.1 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.1) dle programu EES

Při přehřevu na teplotu 40 °C se vstupní zemní plyn z teploty 10 °C ohřeje na teplotu 40 °C při konstantním tlaku 2,2 MPa, po redukci v expanzní turbíně s účinností 40 % na tlak 0,6 MPa se plyn ochladí na teplotu 10 °C. Tato redukce tlaku zemního plynu je optimální z hlediska využití tepla, protože teplota zemního plynu je před a za redukční stanici konstantní. Expanzní turbína z účinnosti 40 % je konstrukce, kdy je rotor turbíny umístěn přímo na hřídeli generátoru, a to vše je umístěno uvnitř plynového potrubí. Tímto technickým řešením je minimalizována možnost úniku zemního plynu, protože zde není ucpávka rotující hřídele. Vzhledem k tomu, že generátor je uvnitř plynového potrubí, není možno tyto turbíny používat pro vyšší teploty přehřevu. Na obrázku 4.2 je znázorněn řez danou turbínou.

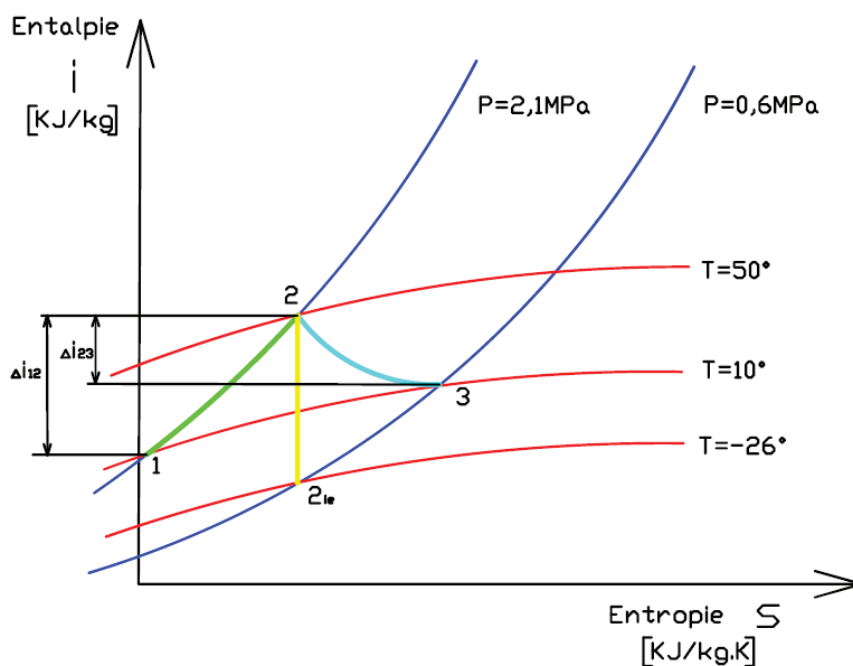


Obrázek 4.2 – Řez expanzní turbínou s účinností 40% [G-Taem]

Při přehřevu na teplotu 50 °C se vstupní zemní plyn z teploty 10 °C ohřeje na teplotu 50 °C při konstantním tlaku 2,2 MPa, po redukci v expanzní turbíně s účinností 60 % na tlak 0,6 MPa se plyn ochladí na teplotu 12 °C. Tato redukce tlaku zemního plynu je optimální z hlediska využití tepla, protože teplota zemního plynu je před a za redukční stanici téměř konstantní.

<i>Bod</i>	<i>Teplota [°C]</i>	<i>Tlak [MPa]</i>	<i>Entalpie [kJ.kg⁻¹]</i>	<i>Entropie [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]</i>
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	50	2,1	37,7	-1,46
2ie	-26	0,6	-120,4	-1,46
3	12	0,6	-36,23	-1,14

Tabulka 4.2 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.3) dle programu EES



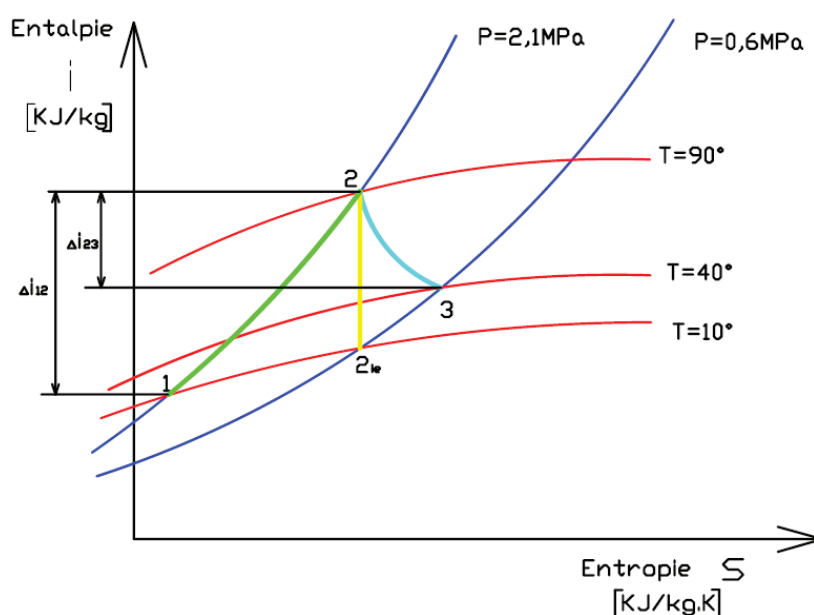
Obrázek 4.3 – I-s diagram předeřevu na 50 °C

bod 1 – vstup zemního plynu do ohříváče plynu; bod 2 – výstup zemního plynu z ohříváče plynu; bod 3 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Z energetického hlediska teplo přivedené pro předhřev se expanzní turbíně transformovalo na mechanickou nebo elektrickou energii s využitím tlakové energie zemního plynu. Pro zvýšení výkonu expanzní turbíny při konstantním průtoku a tlakovém poměru zemního plynu musíme zvýšit teplotu předehřevu. Na diagramech níže vysvětlím vliv vstupní teploty na výkon expanzní turbíny při zachování zbývajících parametrů. Vstupní teplota ZP je v průběhu roku 10 ± 5 °C, ve výpočtech počítám se střední hodnotou.

Při zvýšení teploty přehřevu na teplotu 90 °C se vstupní zemní plyn z teploty 10 °C ohřeje na teplotu 90 °C při konstantním tlaku 2,2 MPa, následně se pak plyn ochladí po

redukci v expanzní turbíně, s účinnosti 60 % na tlak 0,6 MPa, na teplotu 40 °C. Tato redukce tlaku zemního plynu není optimální z hlediska využití tepla, protože rozdíl teplot zemního plynu před a za redukční stanicí je 30 °C. Nevyužité teplo zemního plynu se maří v okolní půdě za redukční stanicí. Výstupní teplota zemního plynu z expanzní turbíny je ale ještě vhodná pro provozní stav, výstupní potrubí není nutno izolovat, a určitě by nedocházelo ke kondenzaci vodních par obsažených v okolním vzduchu. Tímto předehevem se sice vyrobí více elektrické energie při konstantním průtoku a tlakovém poměru zemního plynu, ale při nižší účinnosti transformace přivedeného tepla na elektrickou energii.



Obrázek 4.4 – I-s diagram předehevu na 90 °C

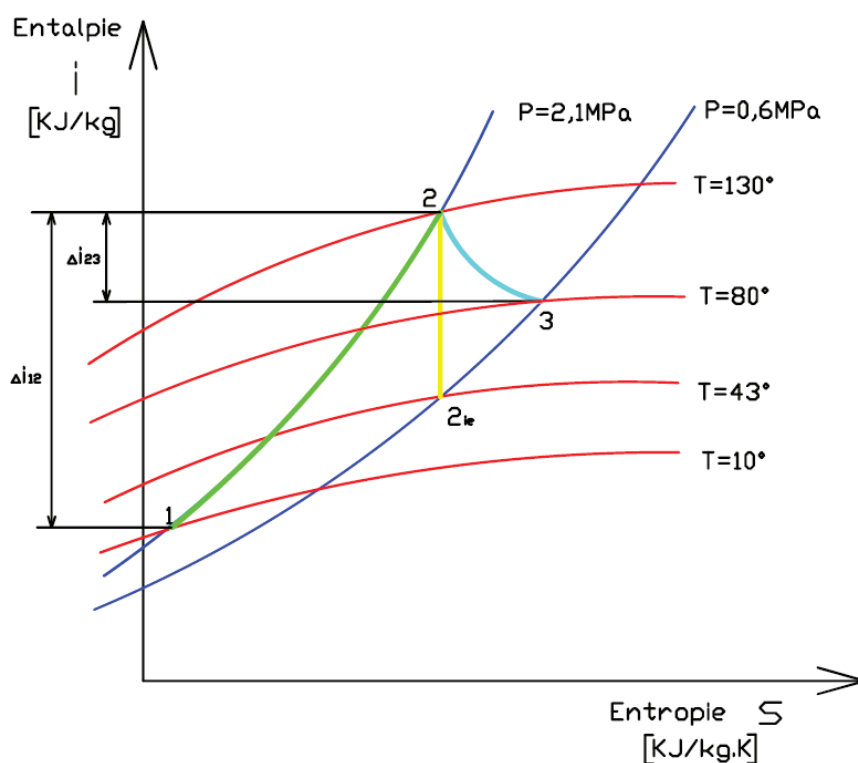
bod 1– vstup zemního plynu do ohříváče plynu; bod 2 – výstup zemního plynu z ohříváče plynu; bod 3 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg ⁻¹]	Entropie [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
1	10	2,1	57,1	-1,77
2	90	2,1	135,3	-1,17
2ie	8	0,6	-45,3	-1,17
3	41	0,6	29,1	-0,92

Tabulka 4.3 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.4) dle programu EES

Při zvýšení teploty předehevu na teplotu 130 °C se vstupní zemní plyn z teploty 10 °C ohřeje na teplotu 130 °C při konstantním tlaku 2,2 MPa, po redukci v expanzní

turbíně s účinnosti 60 % na tlak 0,6 MPa se plyn ochladí na teplotu 78 °C. Tato redukce tlaku zemního plynu není optimální z hlediska využití tepla, protože rozdíl teplot zemního plynu před a za redukční stanicí je 68 °C. Nevyužité teplo zemního plynu se maří v okolní půdě za redukční stanicí. Výstupní potrubí zemního plynu z expanzní turbíny je nutno již izolovat.



Obrázek 4.5 – I-s diagram předehřevu na 130 °C

bod 1– vstup zemního plynu do ohříváče plynu; bod 2 – výstup zemního plynu z ohříváče plynu; bod 3 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg ⁻¹]	Entropie [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	130	2,1	237,0	-0,91
2ie	43	0,6	34,0	-0,91
3	78	0,6	115,8	-0,66

Tabulka 4.4 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.5) dle programu EES

Vliv teploty předhřevu na účinnost transformace chemické energie v palivu nebo tepla na elektrickou energii jsem shrnul v tabulkách 4.5 a 4.6. V tabulce 4.5 je vypočtena účinnost entalpického rozdílu předehřevu a expanze v turbíně. Ve skutečnosti musíme

ještě počítat z účinnosti předehřevu a účinnosti generátoru. Z tabulky 4.6 je vidět, že zvyšováním teplot předehřevu dochází ke snižování celkové účinnosti transformace chemické energie v palivu nebo tepla na elektrickou energii.

Vzorec 4.1 jsem použil pro výpočet entalpického rozdílu ohřevu a expanze zemního plynu při redukci tlaku zemního plynu. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.5.

$$\eta_i = \frac{|i_3 - i_2|}{|i_2 - i_1|} \quad [\%] \quad (4.1)$$

T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	i1 [kJ.kg ⁻¹]	i2 [kJ.kg ⁻¹]	i3 [kJ.kg ⁻¹]	i2-i1 [kJ.kg ⁻¹]	i3-i2 [kJ.kg ⁻¹]	[%]
10	50	12	-57,2	33,7	-53,2	90,9	86,9	95,6
10	60	17	-57,2	61,8	-32,9	119,0	94,7	79,6
10	70	22,6	-57,2	86,1	-12,6	143,3	98,7	68,9
10	80	31,8	-57,2	110,6	8,1	167,8	102,5	61,1
10	90	40,9	-57,2	135,3	29,1	192,5	106,2	55,2
10	100	50,0	-57,2	160,3	50,3	217,5	110,1	50,6
10	110	59,3	-57,2	185,6	71,8	242,8	113,8	46,6
10	120	68,5	-57,2	211,2	93,7	268,4	117,5	43,8
10	130	77,8	-57,2	237,0	115,8	294,2	121,2	41,2
10	140	87,1	-57,2	263,2	138,3	320,4	142,9	39,0

Tabulka 4.5 – Účinnost rozdílů entalpií předehřevu a expanze

V tabulce 4.7 jsem počítal z účinnosti předehřevu 80 % a účinnosti generátoru 95 %. Jak je vidět z daných tabulek, zvyšování teploty předehřevu zemního plynu, bez využití tepla expandovaného plynu, je energeticky nevhodné. Z důvodu problematického využití nízko potenciálního tepla expandovaného plynu při redukci tlaku v expanzní turbíně a předehřevu nad 60 °C se v praxi zvyšování teploty předehřevu neaplikovalo. Proto jsem se touto problematikou zabýval při studiu na VŠB-TUO. Pro snížení maření tepla zemního plynu za expanzní turbínou při předehřevu nad 150 °C jsem navrhl rekuperační výměník. Toto technické řešení je VŠB-TUO chráněno užitným vzorem číslo 27275.

Vzorce 4.2 jsem použil pro výpočet měrného příkonu v palivu nebo tepla a měrného výkonu turbíny na jeden kilogram zemního plynu za sekundu, včetně účinnosti transformace chemické energie v palivu nebo tepla na elektrickou energii při redukci tlaku zemního plynu. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.6.

$$\begin{aligned} Q_Z &= |i_2 - i_1| / \eta_Z \quad [\text{kJ.s}^{-1}] \\ Q_G &= |i_3 - i_2| * \eta_G \quad [\text{kJ.s}^{-1}] \\ \eta_T &= \frac{Q_G}{Q_Z} \quad [\%] \end{aligned} \quad (4.2)$$

<i>i1</i> [kJ.kg ⁻¹]	<i>i2</i> [kJ.kg ⁻¹]	<i>i3</i> [kJ.kg ⁻¹]	<i>i2-i1</i> [kJ.kg ⁻¹]	<i>i3-i2</i> [kJ.kg ⁻¹]	Příkon v palivu [kJ.s ⁻¹]	Výkon turbíny [kJ.s ⁻¹]	[%]
-57,2	33,7	-53,2	90,9	86,9	113,6	82,6	72,7
-57,2	61,8	-32,9	119,0	94,7	148,8	90,0	60,5
-57,2	86,1	-12,6	143,3	98,7	179,1	93,8	52,3
-57,2	110,6	8,1	167,8	102,5	209,8	97,4	46,4
-57,2	135,3	29,1	192,5	106,2	240,6	100,9	41,9
-57,2	160,3	50,3	217,5	110,1	271,9	104,5	38,4
-57,2	185,6	71,8	242,8	113,8	303,5	108,1	35,6
-57,2	211,2	93,7	268,4	117,5	335,5	111,6	33,3
-57,2	237,0	115,8	294,2	121,2	367,8	115,1	31,3
-57,2	263,2	138,3	320,4	142,9	400,5	118,7	29,6

Tabulka 4.6 – Účinnost transformace chemické energie paliva na elektrickou energii

Původcem užitého vzoru 27275 je mimo mé osoby rovněž školitel doc. Ing. Jiří Mika, CSc. Při zvýšení teploty předeřevu na teplotu 250 °C se vstupní zemní plyn z teploty 10 °C ohřeje na teplotu 160 °C při poklesu na tlak 2,15 MPa v rekuperačním výměníku. Zemní plyn se dohřeje na teplotu 250 °C v dohřívacím výměníku. Teplota výstupního plynu z expanzí turbíny je 180 °C, na teplotu 30 °C se plyn dochladí v rekuperačním výměníku. Tato redukce tlaku zemního plynu není optimální z hlediska využití tepla, protože rozdíl teplot zemního plynu před a za redukční stanicí je 20 °C. Nevyužité teplo zemního plynu se maří v okolní půdě za redukční stanicí. Ale z energetického hlediska je zajímavá z důvodu, že při konstantním průtoku a tlakovém poměru, vyrobíme násobně větší množství elektrické energie, při celkové 60 % činnosti transformace chemické energie v palivu nebo tepla na elektrickou energii. Předeřev zemního plynu na teplotu 250 °C s využitím tepla expandovaného plynu jsem znázornil v i-s diagramu na obrázku 4.6. Mezi bodem 1 a bodem 2 je znázorněn ohřev v rekuperačním výměníku teplem výstupního zemního plynu z expanzní turbíny. Mezi bodem 2 a bodem 3 je znázorněn dohřev zemního plynu v ohřívacím výměníku, kde zdrojem tepla je chemická energie v palivu. Mezi bodem 3 a bodem 4 je znázorněná expanze zemního plynu v expanzní turbíně, kdy se transformuje energie zemního plynu

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg⁻¹]	Entropie [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	160	2,1	316,6	-0,72
3	250	2,1	573,7	-0,18
3ie	152	0,6	303,2	-0,18
4	183	0,6	387,4	0,01
5	30	0,6	4,2	-1,00

The diagram shows a T-s plot for a Rankine cycle with reheat. The vertical axis represents Enthalpy i in KJ/kg , and the horizontal axis represents Entropy S in KJ/kg.K . The cycle consists of the following states and processes:

- State 1:** Saturated liquid at $T = 10^\circ\text{C}$.
- Process 1-2:** Isentropic compression to $P = 2,1 \text{ MPa}$.
- State 2:** Saturated liquid at $P = 2,1 \text{ MPa}$.
- Process 2-3:** Isobaric heating to $T = 250^\circ\text{C}$.
- State 3:** Saturated vapor at $P = 2,1 \text{ MPa}$ and $T = 250^\circ\text{C}$.
- Process 3-3*:** Isentropic expansion to $P = 0,6 \text{ MPa}$.
- State 3*:** Saturated vapor at $P = 0,6 \text{ MPa}$.
- Process 3*-4:** Isobaric cooling to $T = 180^\circ\text{C}$.
- State 4:** Saturated liquid at $P = 0,6 \text{ MPa}$ and $T = 180^\circ\text{C}$.
- Process 4-5:** Isentropic expansion to $T = 10^\circ\text{C}$.
- State 5:** Saturated liquid at $T = 10^\circ\text{C}$.
- Process 5-1:** Isobaric heating from $T = 10^\circ\text{C}$ to $T = 160^\circ\text{C}$ at $P = 0,6 \text{ MPa}$.

Enthalpy differences are indicated by vertical arrows on the left:

- Δi_{12} (green arrow, 1 to 2)
- Δi_{13} (black arrow, 1 to 3)
- Δi_{34} (cyan arrow, 3 to 4)
- Δi_{45} (magenta arrow, 4 to 5)
- Δi_{13} (magenta arrow, 1 to 3)

bod 1 – vstup zemního plynu do rekuperačního výměníku; bod 2 – výstup zemního plynu z rekuperačního výměníku a vstup do dohřívacího výměníku; bod 3 – vstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 3ie - výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izotropické expanzi; bod 4 – výstup expandovaného zemního plynu z expanzní turbíny a vstup rekuperačního výměníku; bod 5 – výstup zemního plynu z redukční stanice

Výpočty pro disertační práci jsem prováděl v programu EES a na čistý metan. V zemním plynu, který je distribuován v České republice, je přibližně 98 % metanu. Vzhledem k tomu, že zemní plyn je směsí plynů o proměnlivém složení, není uveden v tabulkách programu EES. Přesné složení zemního plynu je proměnné, a tudíž bych musel výpočty provádět pro určité stanovené složení zemního plynu. Odchytky ve výpočtech pro metan a skutečný zemní plyn jsou zanedbatelné, nepřesnost výpočtu je do 3 %. Veškeré hodnoty tlaku v disertační práci jsou hodnoty přetlaku. V tabulce 4.8 jsem dle [15] uvedl složení různých zemních plynů. Ve všech uvedených typech zemního plynu je metan majoritní složkou. U tranzitního a jihomoravského zemního plynu je metanu přibližně 98 %. Přesné složení zemního plynu je v průběhu roku rozdílné. Program EES při nízkých teplotách uvádí hodnoty entalpii a entropii v záporném čísle. Toto je dáno nastavením počátečních hodnot v programu. Vzhledem k tomu, že pro výpočty počítám s rozdílem entalpií a rovností entropií není nutno v program EES přestavovat počáteční hodnoty.

<i>Složky zemního plynu</i>	<i>Tranzitní zemní plyn %</i>	<i>Norský zemní plyn %</i>	<i>Alžírský zemní plyn %</i>	<i>Jihomoravský zemní plyn %</i>	<i>Holandský zemní plyn %</i>
Metan	98,39	85,80	86,90	97,70	81,31
Etan	0,44	8,49	9,00	1,20	2,85
Propan	0,16	2,30	2,60	0,50	0,37
Butan	0,07	0,70	1,20	-	0,14
Pentan	0,03	0,25	-	-	0,09
Dusík	0,84	0,96	0,30	0,60	14,35
Oxid uhličitý	0,07	1,50	-	-	0,89

Tabulka 4.8 – Složení zemního plynu dle [15]

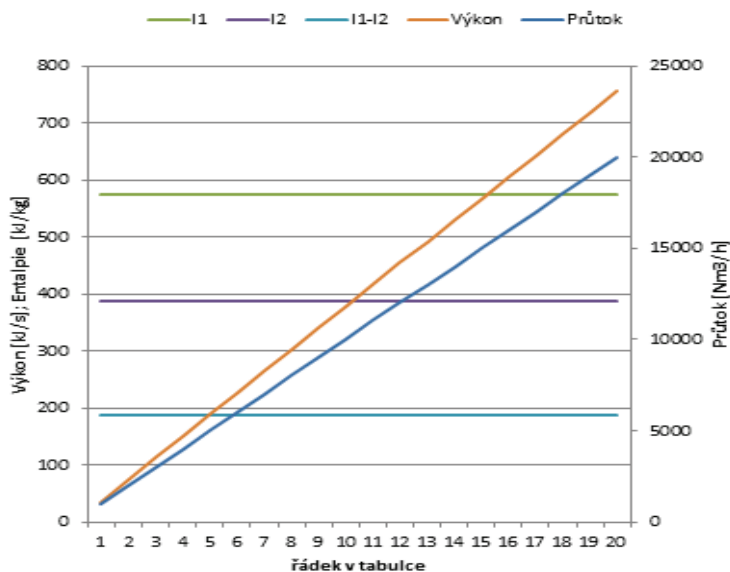
4.1 Regulace na konstantní teplotu přehřevu

První regulační způsob kogenerační jednotky je regulace na konstantní vstupní teplotu zemního plynu do expanzní turbíny. Při této regulaci je výroba elektrické energie přímo závislá na průtočném množství zemního plynu. Výhodou této regulace je konstantní teplota tělesa turbíny, ovšem nevýhodou tohoto řešení je, že se vyrobí takové množství elektrické energie, které odpovídá průtočnému množství zemního plynu kogenerační jednotkou. Množství vyrobené elektrické energie nebude odpovídat charakteristice spotřeby elektrické energie v místě zdroje. Z tohoto důvodu bude muset být přebytečná

elektrická energie dodávaná do distribuční sítě a nevyrobená elektrická energie, potřebná v místě spotřeby, bude muset být dodávaná z distribuční sítě. Tato skutečnost přebytku a poptávky elektrické energie klade požadavky na smluvní ujednání s distributorem elektrické energie v místě spotřeby. Dalším řešením, jak pokrýt rozdíl mezi výrobou a spotřebou elektrické energie, je zapojení generátoru turbíny jako místní zdroj elektrické energie, který bude dodávat elektrickou energii pouze do distribuční sítě. Nevýhodou tohoto řešení je, že cena vyrobené energie využitím tlakové energie zemního plynu s přehřevem nad 150 °C a zemním plynem zdrojem tepla pro přehřev, jsou náklady na vyrobenou kWh elektrické energie vyšší, než je tržní výkupní cena kWh. Další možností je vlastní akumulace vyrobené elektrické energie například mikro přečerpávací elektrárnou. Jedná se o princip dvou nádrží. V případě přebytku elektrické energie se voda čerpá ze spodní nádrže do horní nádrže při spotřebě elektrické energie. V případě potřeby elektrické energie, voda z horní nádrže proudí přes vodní turbínu do dolní nádrže, a tím se vyrobí elektrická energie. Nevýhodou této varianty jsou ztráty při provozování mikro vodní přečerpávací elektrárny. Regulace na konstantní vstupní teplotu zemního plynu do expanzní turbíny je vhodná v případě, že ani maximální vyrobené množství elektrické energie nepokryje poptávku v místě spotřeby elektrické energie, například průmyslové zóny a velké podniky. Regulace na konstantní teplotu je náročná na regulaci dodávaného tepla do dohřívacího výměníku, protože s poklesem průtoku dopravovaného zemního plynu je nutné snížit množství dodávaného tepla teponosným médiem. Jedná se vlastně o plynulou regulaci výkonu kotle, nebo by se muselo vyráběné teplo akumulovat. V případě, že by se množství tepla do dohřívacího výměníku neregulovalo, tak by s poklesem průtoku dopravovaného zemního plynu docházelo automaticky k nárůstu jeho teploty a opačně. Regulace na konstantní teplotu vstupního plynu do expanzní turbíny je sice šetrnější pro expanzní turbínu, ale náročnější na regulaci a provoz termokotle.

Vzorec 4.3 jsem použil pro výpočet mechanického výkonu turbíny v závislosti na průtoku zemního plynu, při redukci tlaku zemního plynu a regulaci na konstantní teplotu přehřevu. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.9 a grafu na obrázku 4.7.

$$Q_G = |i_3 - i_2| * m \quad [kJ.s^{-1}] \quad (4.3)$$



Obrázek 4.7 – Graf hodnot při regulaci na konstatní teplotu předeřevu

Průtok [Nm³.h⁻¹]	Průtok [kg.s⁻¹]	Vstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Výstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Rozdíl entalpie [kJ.kg⁻¹]	Výkon turbíny [kJ.s⁻¹]
1000	0,202	573,7	387,4	186,3	33,78
2000	0,406	573,7	387,4	186,3	75,56
3000	0,608	573,7	387,4	186,3	113,33
4000	0,811	573,7	387,4	186,3	151,11
5000	1,014	573,7	387,4	186,3	188,89
6000	1,217	573,7	387,4	186,3	226,67
7000	1,419	573,7	387,4	186,3	264,44
8000	1,622	573,7	387,4	186,3	302,22
9000	1,825	573,7	387,4	186,3	340,00
10000	2,028	573,7	387,4	186,3	377,78
11000	2,231	573,7	387,4	186,3	415,55
12000	2,433	573,7	387,4	186,3	453,33
13000	2,636	573,7	387,4	186,3	491,11
14000	2,839	573,7	387,4	186,3	528,89
15000	3,042	573,7	387,4	186,3	566,66
16000	3,244	573,7	387,4	186,3	604,44
17000	3,447	573,7	387,4	186,3	642,22
18000	3,650	573,7	387,4	186,3	680,00
19000	3,853	573,7	387,4	186,3	717,77
20000	4,056	573,7	387,4	186,3	755,55

Tabulka 4.9 – Mechanický výkon turbíny v závislosti na průtoku

4.2 Regulace na konstantní výkon expanzní turbíny

Druhý regulační způsob je regulace na konstantní výkon expanzní turbíny při kolísavém průtoku zemního plynu do expanzní turbíny. Konstantního výkonu dosáhneme regulací teploty vstupního zemního plynu do expanzní turbíny. Při této regulaci se bude zachovávat konstantní skutečné množství zemního plynu do vstupního hrdla expanzní turbíny. Při této regulaci se vychází z toho, že při konstantním tlaku je objem plynu závislý na teplotě. Pokud dojde k poklesu průtoku zemního plynu pod střední hodnotu, zvýší se teplota zemního plynu před expanzní turbínou tak, aby skutečný objemový průtok zemního plynu do turbíny byl konstantní. Při zvýšení průtoku zemního plynu nad střední hodnotu se sníží teplota zemního plynu před expanzní turbínou tak, aby skutečný průtok zemního plynu do turbíny byl konstantní.

Nevýhodou tohoto řešení je kolísání teploty tělesa expanzní turbíny. Při návrhu expanzní turbíny se musí s touto skutečností počítat. Kolísání teploty tělesa expanzní turbíny bude mít určitě vliv na celkovou účinnost transformace primární chemické energie spalovaného zemního plynu na elektrickou energii, přesto je pro celkový provoz kogenerační jednotky šetrnější. Regulace v kogenerační jednotce bude regulací teploty přehřevu zemního plynu v závislosti na poptávce spotřeby. Při návrhu kogenerační jednotky s regulací na konstantní výkon je nutné počítat s častou změnou teplot, a tím způsobenou častou tepelnou roztažností potrubních částí. Dá se říci, že potrubní díly budou cyklicky tepelně namáhané.

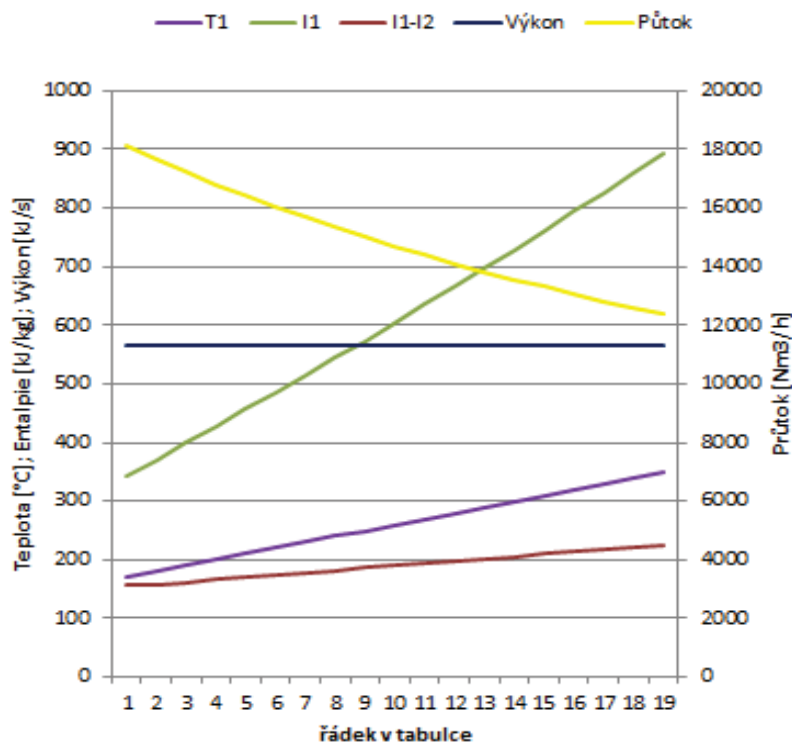
Při účinnosti transformace primární chemické energie spalovaného zemního plynu na elektrickou energii přibližně 60 % si snížení účinnosti regulaci na konstantní výkon můžeme dovolit. Výhodou této regulace je, že výkon expanzní turbíny si touto regulací můžeme regulovat na spotřebu elektrické energie v místě zdroje a kogenerační jednotka se může provozovat v ostrovním režimu, kdy bude vyrábět takové množství elektrické energie, jaká je místní spotřeba, samozřejmě v určitém rozsahu v závislosti na normálním průtoku zemního plynu přes kogenerační jednotku. Vzhledem k tomu, že tato regulace má pouze omezený rozsah, bylo by vhodné, dle místních podmínek instalaci více menších expanzních turbín. Instalaci více menších expanzních turbín do jednotlivých větví dosáhneme většího regulačního rozsahu. Dovolí nám to výrobu elektrické energie i při velkém rozdílu průtoku zemního plynu. Kogenerační jednotku s regulací na konstantní výkon expanzní turbíny najdou uplatnění pro menší areály, které spotřebovávají jednak zemní plyn, ale i elektrickou energii, například automobilky a menší podniky. Výrobou vlastní energie ušetří finanční prostředky za nakupovanou elektrickou energii.

Vzorec 4.4 jsem použil pro výpočet mechanického výkonu turbíny v závislosti na průtoku zemního plynu, při redukci tlaku zemního plynu a regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.10 a grafu na obrázku 4.8.

$$Q_V = |i_3 - i_2| * m \quad [kJ.s^{-1}] \quad (4.4)$$

Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	Vstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Výstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Rozdíl entalpie [kJ.kg⁻¹]	Průtok [kg.s⁻¹]	Průtok [Nm³.h⁻¹]	Výkon turbíny [kJ.s⁻¹]
150	88,9	289,7	143,7	146,0	3,881	19014	566,7
160	98,7	316,7	166,5	150,2	3,773	18605	566,7
170	108,0	343,7	186,6	157,1	3,607	18129	566,7
180	117,4	371,3	213,0	158,3	3,580	17653	566,7
190	126,8	399,1	236,9	162,2	3,494	17229	566,7
200	136,2	427,3	261,0	166,3	3,407	16804	566,7
210	145,6	455,9	285,6	170,3	3,327	16409	566,7
220	155,1	484,8	310,5	174,3	3,251	16033	566,7
230	164,4	514,1	335,8	178,3	3,178	15673	566,7
240	174,1	543,7	361,4	182,3	3,108	15329	566,7
250	183,6	573,7	387,4	186,3	3,042	15000	566,7
260	193,1	604,1	413,8	190,3	2,978	14685	566,7
270	202,6	634,8	440,6	194,2	2,918	14390	566,7
280	212,2	665,9	467,7	198,2	2,859	14099	566,7
290	221,8	697,3	495,2	202,1	2,804	13827	566,7
300	231,3	729,1	523,1	206,0	2,751	13565	566,7
310	240,9	761,3	551,3	210,0	2,698	13307	566,7
320	250,5	793,8	579,9	213,9	2,649	13064	566,7
330	260,1	826,7	608,8	217,9	2,601	12825	566,7
340	269,7	859,9	638,2	221,7	2,556	12605	566,7
350	279,3	893,5	667,8	225,7	2,551	12381	566,7

Tabulka 4.10 – Parametry při regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny



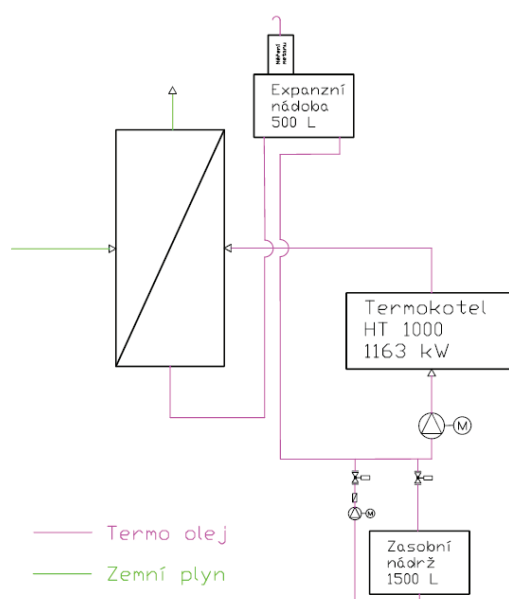
Obrázek 4.8 – Graf hodnot při regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny

4.3 Minimalizace kontaminace zemního plynu v kogenerační jednotce

Dalším cílem v doktorském studiu bylo navrhnout řešení, jak zamezit kontaminaci zemního plynu při jeho přehřevu na požadovanou teplotu přehřevu. Vhodným opatřením pro zamezení kontaminace dopravovaného zemního plynu je dodržení pravidla, že vnější tlak na potrubí zemního plynu musí být vždy menší než tlak dopravovaného zemního plynu. Tímto řešením se dosáhne, že v případě netěsnosti na potrubí bude proudit zemní plyn z potrubí ven a nebude docházet ke kontaminaci dopravovaného zemního plynu topným médiem. Jako teponosné medium mezi dohřívacím výměníkem a kotlem navrhuji termo olej o teplotě varu za normálních podmínek 359 °C. Teplota termo oleje z kotle OMV1000 bude maximálně 350 °C, což je méně než teplota varu termo oleje.

Okruh ohřevu zemního plynu je znázorněn na obrázku 4.9. Je tvořen kotlem OMV1000 v němž se transformuje chemická energie zemního plynu na tepelnou energii. Termo olej je vedený z kotle přímo do dohřívacího výměníku, kde dohřeje zemní plyn na požadovanou teplotu. Výstupní termo olej z dohřívacího výměníku je vedený do horní průtočné expanzní nádoby, kde se odseparuje případný uniklý zemní plyn z netěsností. Odseparovaný termo olej z expanzní nádrže, bude veden do cirkulačního čerpadla a zpět

do kotle. Do potrubí, mezi expanzní nádrž a cirkulační čerpadlo, bude napojená zásobní nádrž na všechny termo olej v topném okruhu, plus zásobní objem pro doplňování topného okruhu a potřebná rezerva. Zásobní nádrž bude sloužit současně i pro případ poruchy k vypuštění oleje z topného okruhu. Teplota termo oleje 350 °C je dostatečná pro ohřev zemního plynu na maximální teplotu 340 °C před vstupním hrdlem expanzní turbíny, která je nutná pro regulaci na konstantní výkon expanzní turbíny. V případě regulace na konstantní teplotu přehřevu je vyhovující i termo olej s teplotou varu 280 °C, protože teplota termo oleje, bude maximálně 270 °C. Jak jsem již popsal výše, v případě netěsnosti potrubí v dohřívacím výměníku, bude docházet k úniku zemního plynu do teplotnosného media, což je dlouhodobě nepřípustné. Teplotnosné medium po výstupu z dohřívacího výměníku bude proudit do horní atmosférické expanzní nádoby. Expanzní nádoba bude plnit dva hlavní úkoly, jinak bude sloužit k vyrovnávání rozdílu objemu teplotnosného media v závislosti na teplotě media a bude sloužit jako odplynovací nádoba. V případě, že z důvodu netěsnosti v dohřívacím výměníku dojde ke kontaminaci teplotnosného media zemním plynem, se tento zemní plyn v expanzní nádobě s teplotnosného média odseparuje, a přes odkuk odvede do sání kotle OMW1000 před odsávací ventilátor, který odsává vzduch z prostoru expanzní turbíny. Potrubí odkuku bude vybaveno měřením zemního plynu. Případné naměření zemního plynu bude signálem pro řídicí systém k odstavení této větve kogenerační jednotky z důvodu netěsnosti potrubí a úniku zemního plynu. Objem expanzní nádrže jsem vypočítal z objemu teplotnosného media a tepelné roztažnosti teplotnosného média s rezervou 50 %.

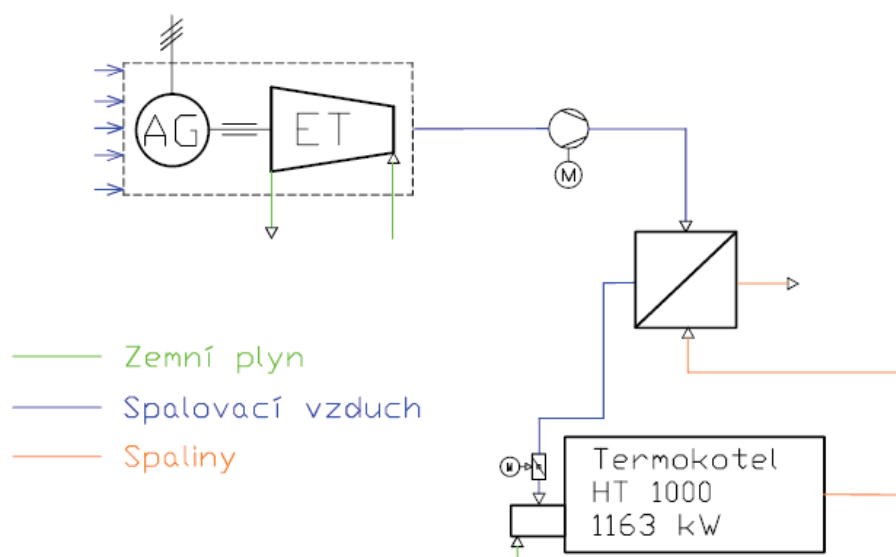


Obrázek 4.9 – Schéma oběhu termo oleje

4.4 Minimalizace úniku zemního plynu z kogenerační jednotky

Dalším cílem v doktorském studiu bylo navrhnout řešení, jak zamezit úniku dopravovaného zemního plynu z tělesa expanzní turbíny. Největší pravděpodobnost úniku zemního plynu z tělesa expanzní turbíny je přes ucpávku výstupní hřídele. Možným řešením je dusíková ucpávka, což znamená, že hřídel expanzní turbíny je utěsněna klasickou mechanickou ucpávkou, do které je přiveden dusík. V toto řešení zamezení úniku zemního plynu mimo těleso expanzní turbíny, ale dochází k mírné spotřebě stlačeného dusíku.

K zamezení úniku dopravovaného zemního plynu přes ucpávku hřídele expanzní turbíny, kdy je nutno utěsnit rotující hřídel v tělese turbíny, navrhuji klasickou mechanickou ucpávku s odsáváním minimálního úniku dopravovaného zemního plynu do spalovacího prostoru kotle OMV1000. Toto řešení současně využívá sálavého tepla expanzní turbíny pro předehřev spalovacího vzduchu kotle. Expanzní turbína včetně generátoru je umístěna ve společném krytu, přes který se nasává spalovací vzduch ventilátorem do ohřívače vzduch, kde se spalovací vzduch dohřeje teplem výstupních spalin. Do prostoru nad mechanickou ucpávkou umístíme měření zemního plynu, které při nadměrném opotřebování mechanické ucpávky naměří zvýšený výskyt zemního plynu, a tím odstavení větve pro poruchu. Na obrázku 4.10 je schéma daného zapojení.



Obrázek 4.10 – Schéma sání vzduchu do kotle
AG – asynchronní generátor; ET– expanzní turbína

4.5 Maximalizace využití tepla spalin v kogenerační jednotce

Dalším cílem v doktorském studiu bylo navrhnout řešení, jak maximálně využít teplotu spalin z kotle OMV1000 a současně redukční stanici provozovat i jako zdroj tepla pro místní spotřebu. Vzhledem k tomu že teplota vratného termo oleje do kotle je 250 °C, není kotel OMV1000 kondenzační. Což znamená, že vodní pára, která vznikne spalováním zemního plynu je odváděna z kotle v plynném stavu, což má za následek že se nevyužije kondenzační teplo vodní páry. V disertační práci jsem se zaměřil na využití tepla spalin a kondenzačního tepla vodní páry. Spaliny o teplotě 300 °C jsou rozděleny na tři větve, dle aktuálních potřeb tepla v místě zdroje. Hlavní využití tepla spalin a kondenzačního tepla je ve výměníku pro spotřebu tepla. Tento výměník je navržen jako kondenzační. Ze základní spalovací rovnice se vypočetl, že z 1 Nm³ metanu vznikne 2 Nm³ vodní páry.

Vzorec 4.5 jsem použil pro výpočet objemového množství vodní páry vzniklé při spálení jednoho metru krychlového metanu.



Vzorec 4.6 jsem použil pro výpočet množství tepelné energie vzniklé kondenzací dvou metrů krychlových vodní páry, vzniklé při spálení jednoho metru krychlového metanu.



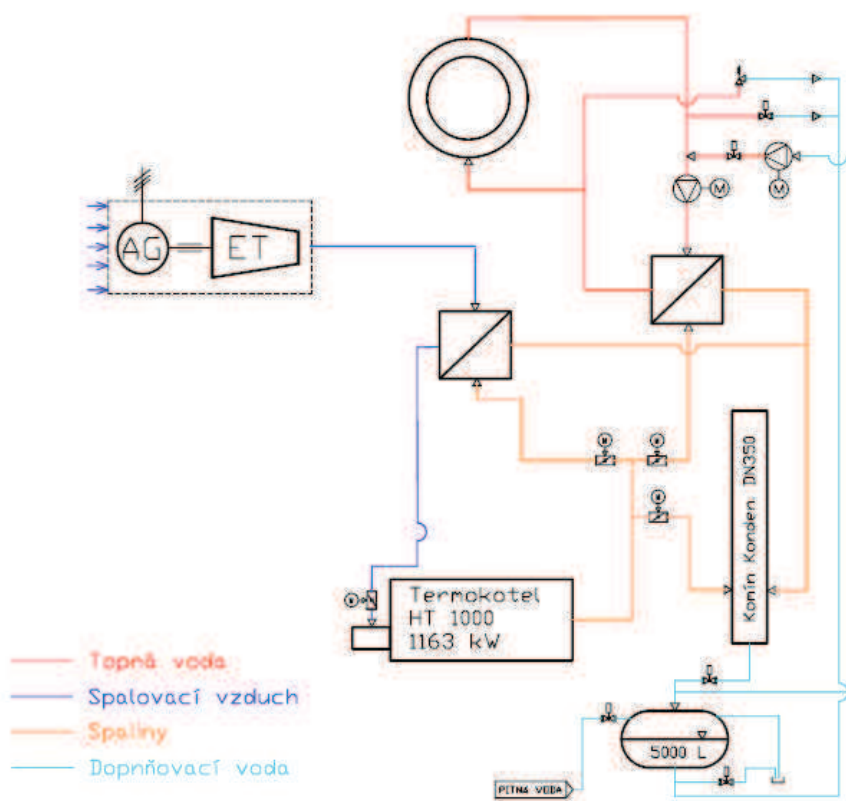
Kondenzací 2 Nm³ vodní páry vznikne 1,6 kg vody a 3,8 MJ tepla.

Vzorec 4.7 jsem použil pro výpočet množství tepelné energie a hmotnosti vody, která vznikne při 100 % kondenzaci vodní páry ve spalinách při výkonu kotle 1200 kWh.

$$\begin{aligned}
 1200 \text{ kWh} &\square 139,7 \text{ Nm}^3 \text{ CH}_4 \\
 140 \text{ Nm}^3 \text{ CH}_4 &\square 224 \text{ kg H}_2\text{O} + 544 \text{ MJ} \\
 544 \text{ MJ} &\square 151,1 \text{ kWh} \\
 1200 \text{ kWh} &\square 224 \text{ kg H}_2\text{O} + 151,1 \text{ kWh}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

V případě maximálního výkonu kotle 1200 kWh se bude spalovat přibližně 140 Nm³ zemního plynu za hodinu. Za předpokladu kondenzace veškeré vodní páry vzniklé při spalování zemního plynu vznikne 224 kg vody a 544 MJ, což odpovídá 151,1 kWh tepla.

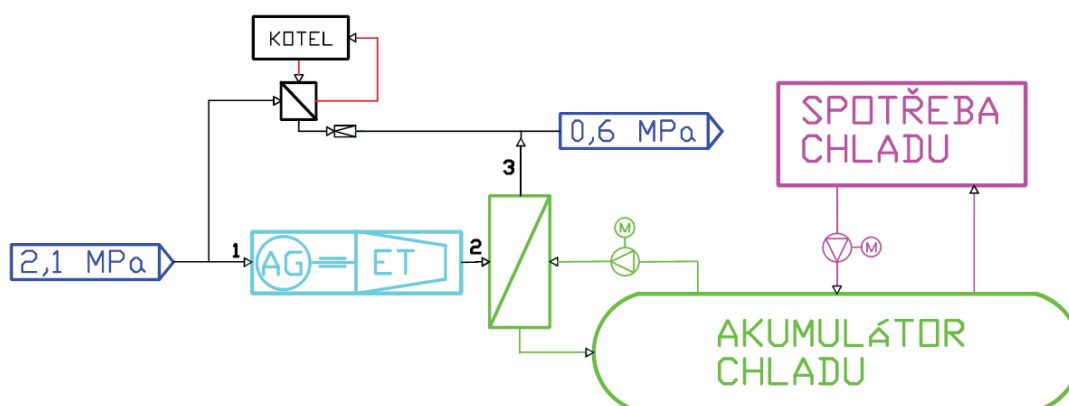
V případě, že spotřeba tepla v místě zdroje bude menší, než je výroba tepla ve výměníku pro spotřebič, budou přebytečné spaliny odkloněné do výměníku pro ohřev spalovacího vzduchu. Pokud nebude možno teplo spalin a kondenzační teplo vodní páry využít v daných výměnících, budou spaliny vedeny přímo do komína. Vzhledem k tomu je pravděpodobná kondenzace vodních par v komínu, proto je komín navržen také jako kondenzační. Výhodou využití kondenzačního tepla vodní páry, které vznikne při spalování zemního plynu, je vznik dostatečného množství vody, která se použije pro doplňování topného systému. Systém odvodu kondenzátu jsem navrhl vybavit 5000 litrovou zásobní nádobou pro akumulaci vody.



Obrázek 4.11 – Schéma využití tepla spalin kotle

4.6 Využití tlakové energie ZP expanzní turbínou bez přehřevu

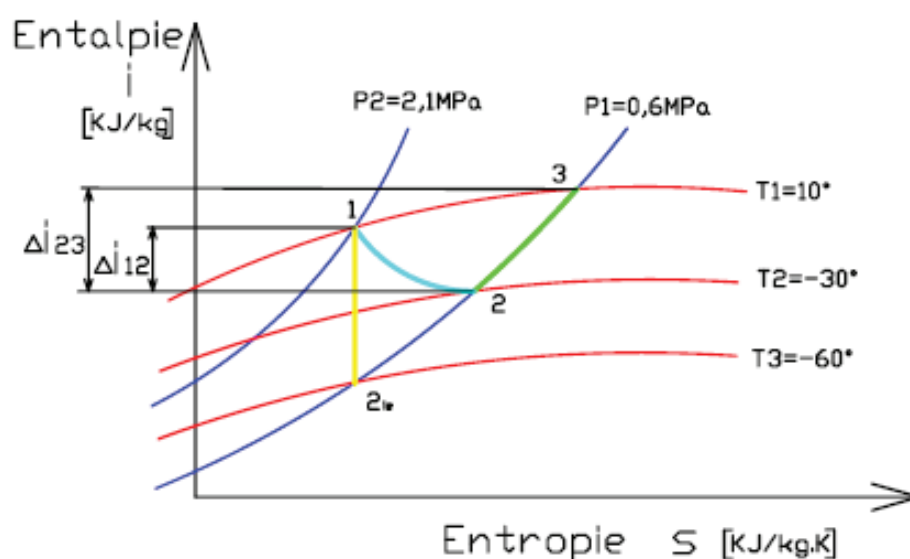
Další možnosti využití tlakové energie zemního plynu při redukci tlaku zemního plynu je výroba chladu. Při redukci tlaku zemního plynu dochází k jeho ochlazení, což je nežádoucí z důvodu možného namrzání armatur za redukčním ventilem nebo expanzní turbínou. Vzhledem k tomu, že při redukci tlaku zemního plynu expanzní turbínou, v porovnání s redukcí v redukčním ventilu, dochází k většímu ochlazení plynu, popisuje výrobu chladu na redukci tlaku zemního plynu pomocí expanzní turbíny. Expanzní turbíny se pro výrobu chladu používají například při zkapařňování vzduchu pro výrobu kyslíku v kyslíkárnách. Proto navrhnutí expanzní turbíny pro redukci tlaku zemního plynu s výstupní teplotou kolem $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ nebude technicky nerealizovatelné. Například ve společnosti Linde Gas, která provozuje kyslíkárnu pro Třinecké železárny, se vzduch ochlazuje na teplotu $-175\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pouze se bude muset zajistit temperace regulace expanzní turbíny, aby nedocházelo k poruše z důvodu namrzání kondenzace z okolního vzduchu. Z důvodu namrzání kondenzace z okolního vzduchu nebo příměsí zemního plynu nebudou mezi expanzní turbínou a výměníkem chladu žádné armatury. Na obrázku 4.12 je schéma a obrázku 4.13 je i-s diagram daného zapojení



Obrázek 4.12 – Schéma zapojení expanzní turbíny pro výrobu chladu
AG – asynchronní generátor; ET – expanzní turbína

Bod	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg^{-1}]	Entropie [$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	-30	0,6	-129,3	-1,47
2ie	-60	0,6	-197,1	-1,77
3	10	0,6	-40,1	-1,14

Tabulka 4.11 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 4.13) dle programu EES



Obrázek 4.13 – i-s diagram zapojení expanzní turbíny pro výrobu chladu

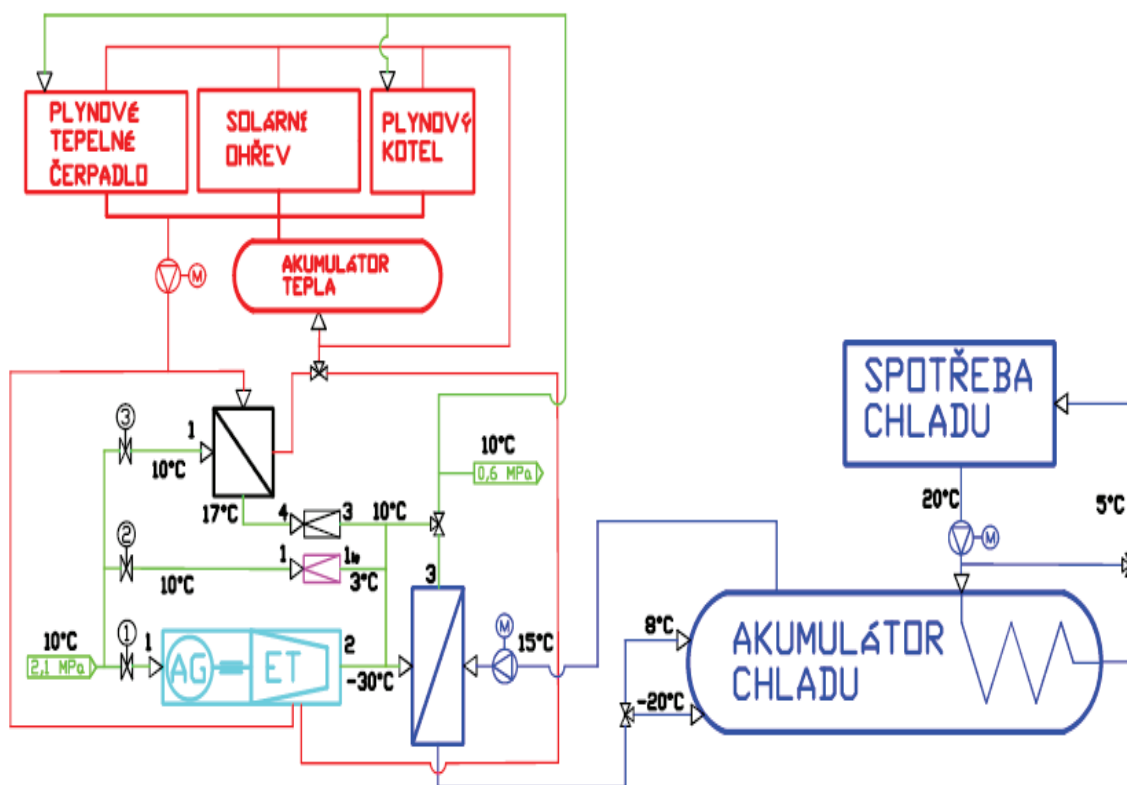
bod 1 – vstup zemního plynu do expanzní turbíny; bod 2 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 3 – výstup zemního plynu z výměníku tepla; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Zemní plyn o tlaku 2,1 MPa a teplotě 10 $^{\circ}\text{C}$ vstupuje do expanzní turbíny (bod 1), za předpokladu adiabatické účinnosti turbíny 60 %, dojde při expanzi na tlak 0,6 MPa k jeho ochlazení na teplotu -30 $^{\circ}\text{C}$ (bod 2). Tato výstupní teplota zemního plynu je pro provozovatele nepřijatelná, proto se volí v současné době přehřev zemního plynu před expanzní turbínou.

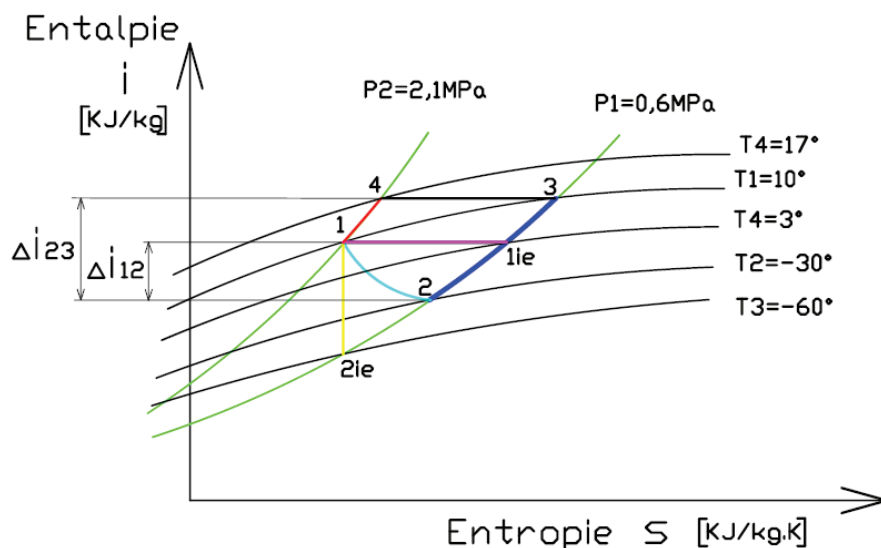
Při výrobě chladu se zemní plyn před expanzní turbínou se nebude přehřívát, ale plynu se odebere chlad za expanzní turbínou. Odebráním chladu zemního plynu ve výměníku chladu dojde k jeho zahřátí na teplotu 10 $^{\circ}\text{C}$ (bod 3), která je pro provozovatele již přijatelná. Vyrobená elektrická energie generátorem se použije pro vlastní provoz jednotky a temperování tělesa expanzní turbíny popřípadě k výrobě dalšího chladu.

Množství vyrobeného chladu je přímo závislé na průtočném množství zemního plynu expanzní turbínou, proto rozdíl mezi výrobou a spotřebou chladu je nutno kompenzovat vhodnou akumulační nádobou. Nevýhodami výroby chladu je poměrně krátké využití v průběhu roku, protože chlad lze vyrábět pouze v období jeho spotřeby. Celoroční akumulace chladu je nereálná. Doprava chladu na větší vzdálenost je také neekonomická a v neposlední řadě bude docházet k namrzání příměsí zemního plynu ve výměníku tepla.

Pro reálnost možnosti výroby chladu při redukci tlaku zemního plynu navrhují vybudování redukční stanice dle schématu na obrázku 4.14. Na obrázku 4.15 je i-s diagram pro danou redukční stanici.



Obrázek 4.14 – Schéma zapojení redukční stanice pro výrobu chladu
AG – asynchronní generátor; ET – expanzní turbína



Obrázek 4.15 – I-s diagram zapojení redukční stanice pro výrobu chladu

bod 1 – vstup zemního plynu do expanzní turbíny; bod 2 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 3 – výstup zemního plynu z výměníku tepla; bod 4 – výstup zemního plynu z ohříváče plynu; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi; bod 1ie – výstup zemního plynu z redukčního ventilu při izoentalpické expanzi

Redukční stanice bude vybavena třemi větvemi pro redukci tlaku zemního plynu. Při provozu větve číslo jedna bude otevřený pouze ventil číslo 1. V této větvi bude probíhat výroba chladu a redukce tlaku zemního plynu, viz popis výše. V případě malého průtoku zemního plynu, přebytku chladu nebo namrznutí příměsí zemního plynu ve výměníku chladu bude větev číslo 1 odstavena a zprovozněna větev číslo 2.

Při provozování větve číslo 2 bude otevřen pouze ventil číslo 2. Plyn o teplotě 10 °C a tlaku 2,1 MPa bude škrcen zemní plyn v redukčním ventilu na tlak 0,6 MPa. Při této redukci tlaku dojde k jeho ochlazení na teplotu 2,6 °C (bod 1ie). ZP o teplotě 2,6 °C bude vstupovat do výměníku tepla. V tomto případě bude výroba chladu čtvrtinová, v porovnání s větví jedna, při stejném průtoku zemního plynu. Při provozování druhé větve by již nemělo docházet k zamrznutí příměsí zemního plynu ve výměníku chladu, protože teplota stěny ve výměníku chladu bude 8 °C. Provozování druhé větve se může používat i k odmrazování tepelného výměníku.

Teplonosné medium primárního okruhu chlazení bude do akumulární nádoby vstupovat ve dvou úrovních hladiny, dle aktuální teploty teplonosného media v akumulární nádobě. Primární okruh chlazení bude tvořen výměníkem chladu, akumulátorem chladu, cirkulačním čerpadlem a trojcestným ventilem.

Sekundární okruh chlazení bude tvořen spotřebičem chladu, cirkulačním čerpadlem, výměníkem chladu uvnitř akumulátoru chladu a trojcestným ventilem. Trojcestný ventil bude sloužit k řízení průtočného množství teplotního média výměníkem v akumulátoru chladu v závislosti na potřebě odběru chladu.

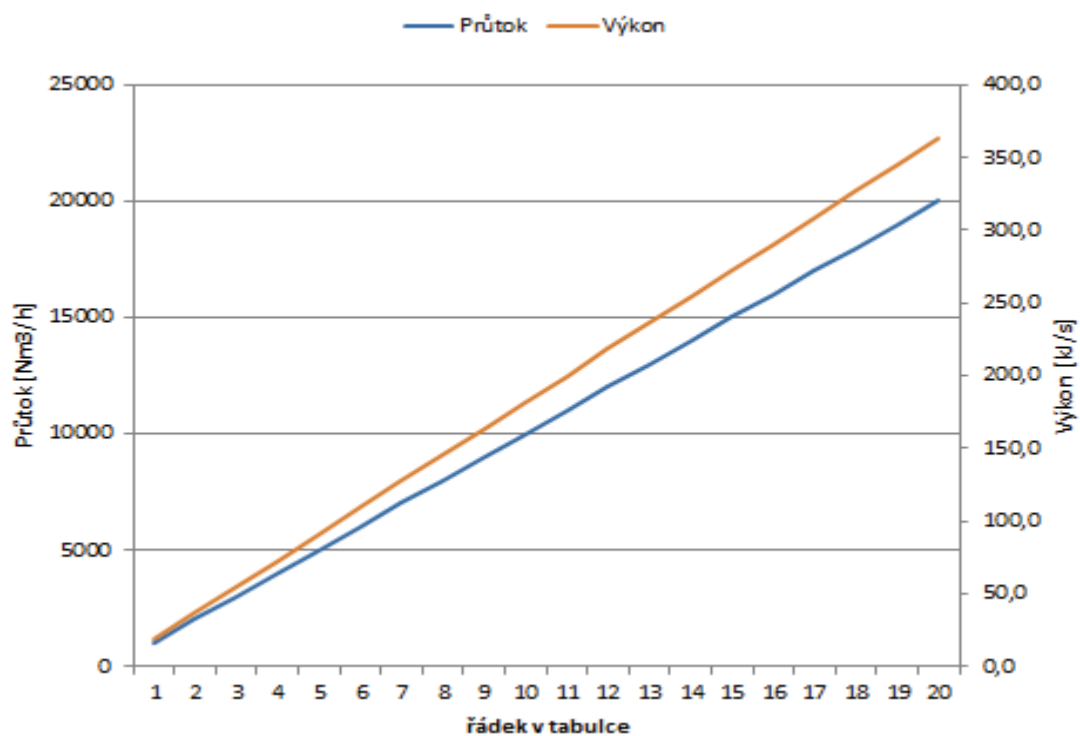
V případě, kdy nebude možno dodávat chlad spotřebiteli, bude v provozu třetí větev. Bude-li otevřen pouze ventil číslo 3, jedná se o standardní zapojení v redukční stanici. Zemní plyn o teplotě 10 °C a tlaku 2,1 MPa vstupuje do ohřívače plynu, kde se předejde na teplotu 17 °C (bod 4). Takto ohřátý zemní plyn vstupuje do redukčního ventilu, kde se při redukci na tlak 0,6 MPa ochladí na teplotu 10 °C (bod 3). Při této redukci tlaku je nutno dodávat teplo pro předejde zemního plynu, bez dalšího využití. Zdroj tepla navrhuji dvou okruhový. Primární okruh zdroje tepla bude tvořen plynovým tepelným čerpadlem, solárním ohřevem, plynovým kotlem a akumulátorem tepla. Hlavními zdroji tepla předpokládám, že budou solární ohřev a plynové tepelné čerpadlo, klasický plynový kotel bude sloužit jako záložní zdroj tepla pro případ, že hlavní zdroje tepla nebudou schopné dodávat požadované množství tepla pro předejde plynu. Sekundární okruh zdroje tepla bude tvořen akumulátorem tepla a ohřívačem zemního plynu. Sekundární okruh bude také sloužit k temperaci redukční stanice, popřípadě tělesa expanzní turbíny. Dvou okruhový systém zdroje tepla navrhuji z důvodu lepší regulovatelnosti potřebného množství tepla pro ohřívač zemního plynu v závislosti na průtočném množství zemního plynu třetí větve. Využití chladu je nutno řešit individuálně, podle místních možností. Například předávací redukční stanice Děhylov stojí vzdušnou čarou cca 2,4 km od hypermarketu Globus a bylo by možné domluvit dodávku chladu celoročně. V jiných případech by podle potencionálního množství chladu možno zvážit nabídku skladovacích prostor pro nejbližší hypermarket v areálu redukční stanice, případně v jeho blízkosti. Realizace tohoto projektu by znamenala určitou investiční akci, ale využití trvalého zdroje chladu by ji mohlo učinit zajímavou. Pro názornost, jaké množství chladu lze získat při redukci zemního plynu z tlaku 2,2 MPa a na tlak 0,6 MPa v závislosti na průtoku zemního plynu, jsem vytvořil tabulku 5 a graf příkonu výměníku tepla na obrázku 15. Počítal jsem s teplotou zemního plynu vstupujícího do výměníku chladu -30 °C a výstupní teplotou zemního plynu za výměníkem chladu 10 °C. Dne 7. 1. 2016 jsem podal oznámení o předmětu průmyslového vlastnictví, na oddělení komercializace výsledků vědy a výzkumu, s názvem „Využití tlakové energie plynu k výrobě chladu a elektrické energie“, které je přílohou B této disertační práce. Do vydání potvrzení o zápisu užitném vzoru, nemůžu k dané problematice publikovat články.

Vzorec 4.8 jsem použil pro výpočet výkonu výměníku chladu při redukci tlaku zemního plynu. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.12 a grafu na obrázku 4.16.

$$Q_V = |i_3 - i_2| \cdot m \cdot \eta_V \quad [kJ.s^{-1}] \quad (4.8)$$

Průtok [Nm³.h⁻¹]	Průtok [kg.s⁻¹]	Vstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Výstupní entalpie [kJ.kg⁻¹]	Rozdíl entalpie [kJ.kg⁻¹]	Výkon výměníku chladu [kJ.s⁻¹]
1000	0,202	-129,7	-40,1	89,6	18,1
2000	0,406	-129,7	-40,1	89,6	36,4
3000	0,608	-129,7	-40,1	89,6	54,5
4000	0,811	-129,7	-40,1	89,6	72,7
5000	1,014	-129,7	-40,1	89,6	90,9
6000	1,217	-129,7	-40,1	89,6	109,0
7000	1,419	-129,7	-40,1	89,6	127,1
8000	1,622	-129,7	-40,1	89,6	145,3
9000	1,825	-129,7	-40,1	89,6	163,5
10000	2,028	-129,7	-40,1	89,6	181,7
11000	2,231	-129,7	-40,1	89,6	199,9
12000	2,433	-129,7	-40,1	89,6	218,0
13000	2,636	-129,7	-40,1	89,6	236,2
14000	2,839	-129,7	-40,1	89,6	254,4
15000	3,042	-129,7	-40,1	89,6	272,6
16000	3,244	-129,7	-40,1	89,6	290,7
17000	3,447	-129,7	-40,1	89,6	308,9
18000	3,650	-129,7	-40,1	89,6	320,0
19000	3,853	-129,7	-40,1	89,6	345,2
20000	4,056	-129,7	-40,1	89,6	363,4

Tabulka 4.12 – Příkon výměníku chladu v závislosti na průtoku



Obrázek 4.16 – Graf příkonu výměníku chladu v závislosti na průtoku

5. Optimalizace přehřevu zemního plynu při škrcení

Redukce tlaku přináší problémy v podobě poklesu teploty zemního plynu a nebezpečí zamrzání armatur. Nejčastějším řešením je přehřev zemního plynu před redukcí tlaku na teplotu, která tomuto nebezpečí zabrání. Tento přehřev představuje nezanedbatelnou spotřebu energie, která narůstá v důsledku náběhu kotlů a zejména při nastavení automatiky ohřevu na vyšší teplotu, než je nezbytně nutná. V rámci doktorského studia na Katedře energetiky Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava jsme vypracovali v červenci 2013 studii, s cílem posoudit ohřev zemního plynu před redukcí a navrhnout technické opatření, ke snížení nutných nákladů pro přehřev zemního plynu v předávací redukční stanici (dále PRS) Děhylov. Studie byla provedena na základě dat dodaných objednavatelem a propočty byly provedeny v programu EES. Zemní plyn je směsí různých plynů, které se mohou v průběhu roku změnit, proto jsou výpočty v této studii provedené pro majoritní plyn, kterým je metan s obsahem kolem 98 % v zemním plynu.

5.1 Popis stavu před zpracováním studie

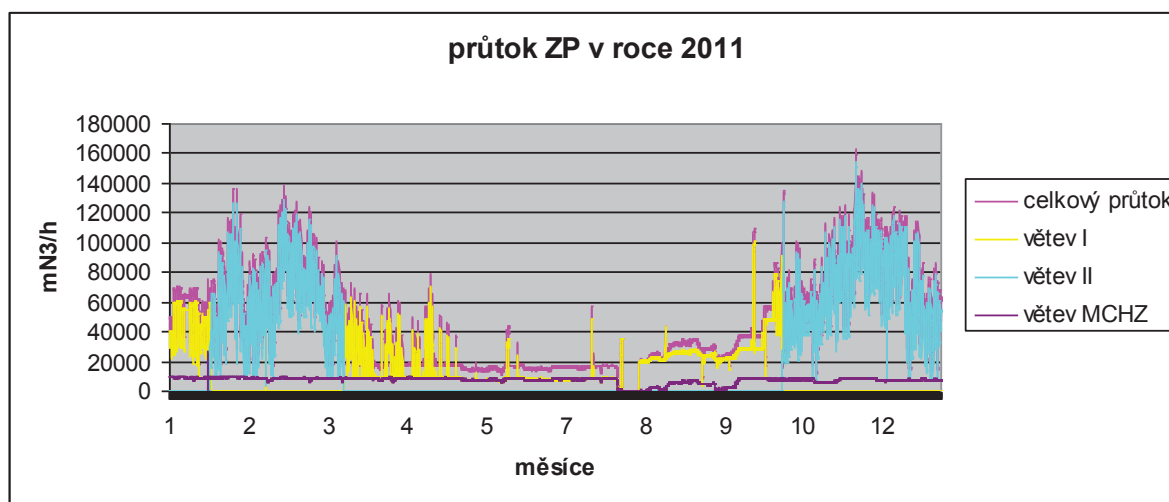
PRS Děhylov slouží k redukcí tlaku zemního plynu z vstupního tlaku $4,6 \pm 1$ MPa na výstupní tlak 2,3 MPa ve dvou paralelních větvích. Dále se v této PRS redukuje vstupní tlak $4,6 \pm 1$ MPa na výstupní tlak 3,69 MPa pro MCHZ. Poslední redukcí, která je v této PRS, je redukce tlaku zemního plynu pro vlastní spotřebu PRS. Vstupní teplota zemního plynu do PRS je závislá na ročním období a je v rozsahu 10 ± 5 °C. Výstupní teplota zemního plynu z PRS, v den naší návštěvy, byla na větví I 17 °C a na větví II dokonce 22 °C. Přehřev zemního plynu před redukčním ventilem se reguluje dle teploty výstupního zemního plynu. Na níže uvedených obrázcích, jsou schémata současného zapojení PRS Děhylov.

V současné době probíhá regulace přehřevu na základě měření teploty zemního plynu přibližně 3 metry za regulačním ventilem. Teplota zemního plynu, na kterou se reguluje přehřev, je nastavena na 15 °C. Při poklesu této teploty, dojde k najetí plynového kotle, dále k otevření elektro ventilu a čerpadlo začne dodávat teplo pro danou větev, ve které se reguluje tlak plynu. Tato regulace způsobuje prodlevy v dodávce tepla, tedy při kolísání průtoku zemního plynu dochází také ke kolísání výstupní teploty zemního plynu za regulačním ventilem. Z tohoto důvodu je nastavena hodnota výstupního zemního

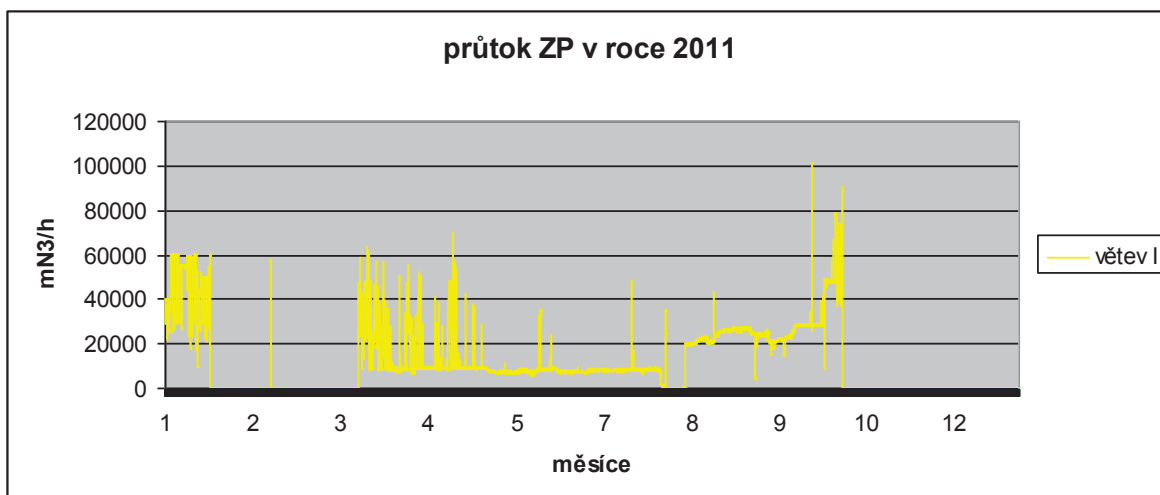
plynu na 15 °C. Takto nastavenou vysokou výstupní teplotou se zabrání možnému poklesu teploty zemního plynu za redukčním ventilem pod 3 °C. V případě, že by byla nastavená výstupní teplota pod 15 °C, hrozí z důvodu prodlevy při přehřevu, pokles teploty výstupního zemního plynu pod bod namrzání kondenzace vodních par. Namrznutí kondenzace vodních par na důležitých částech hlavně regulačního ventilu může způsobit poruchu daného ventilu, a tím poruchu celé regulační řady.

Nevýhodou takto nastavené regulace je, že výstupní teplota zemního plynu je vyšší než vstupní teplota. Takto ohřátý zemní plyn se zpět ochladí v podzemním potrubí na teplotu vstupního zemního plynu, což je 10 ± 5 °C. Proto dochází k maření vyrobeného tepla v půdě kolem plynového potrubí. Další nevýhodou vyšší výstupní teploty zemního plynu je, že při zvyšování teploty dochází k nárůstu objemu zemního plynu, což má za následek nárůst rychlosti proudění zemního plynu, a tím nárůst třecí ztráty v potrubí. Na obrázku 3, který mi poskytli v RWE je schéma plynové části PRS Děhylov. Součástí studie nebyl zásah do plynové části, která by i po optimalizaci zůstala beze změn.

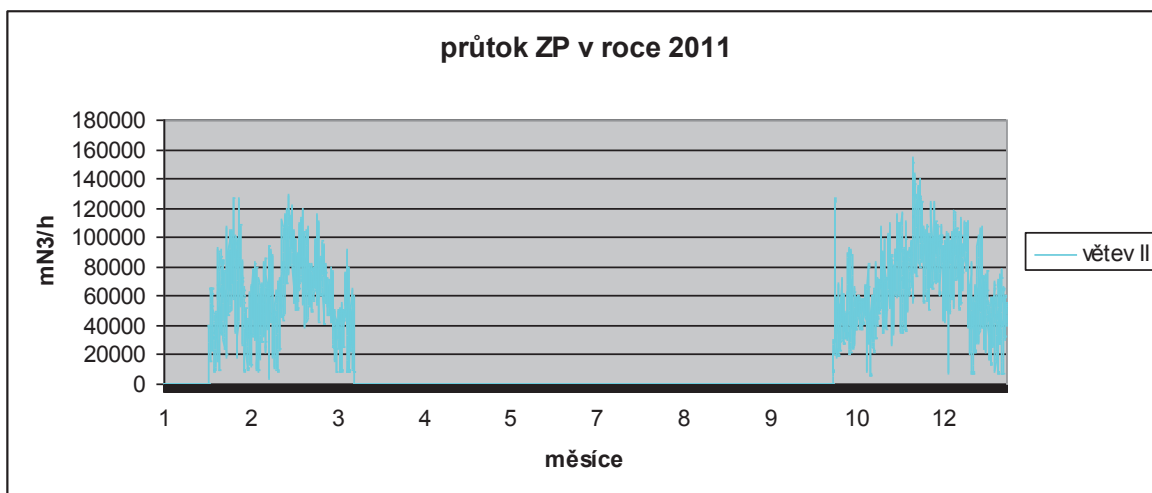
Z podkladů poskytnutých RWE jsem vypracoval grafy průtoku, teploty a tlaku zemního plynu v roce 2011, obrázky 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6.



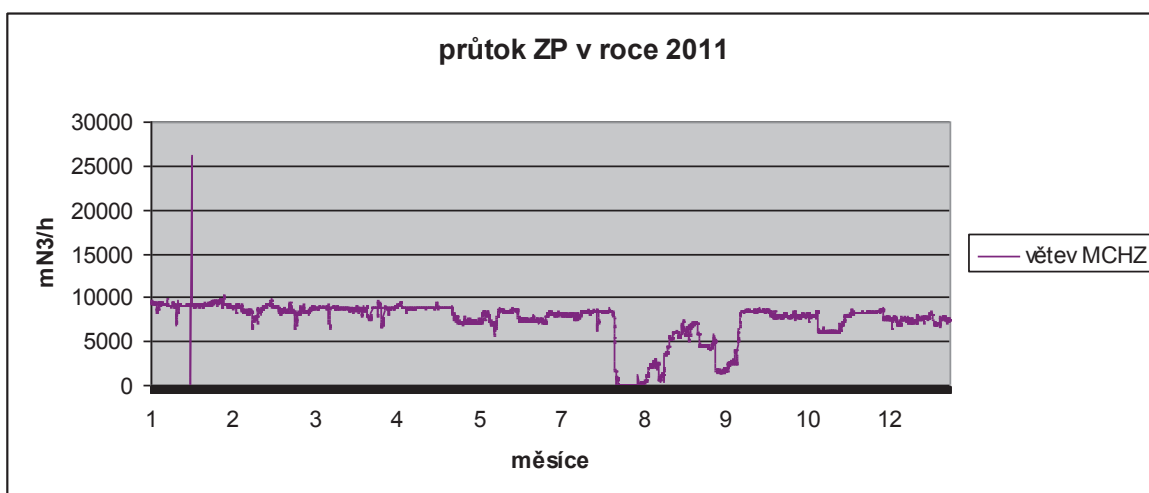
Obrázek 5.1 – Graf celkového průtoku ZP v PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE



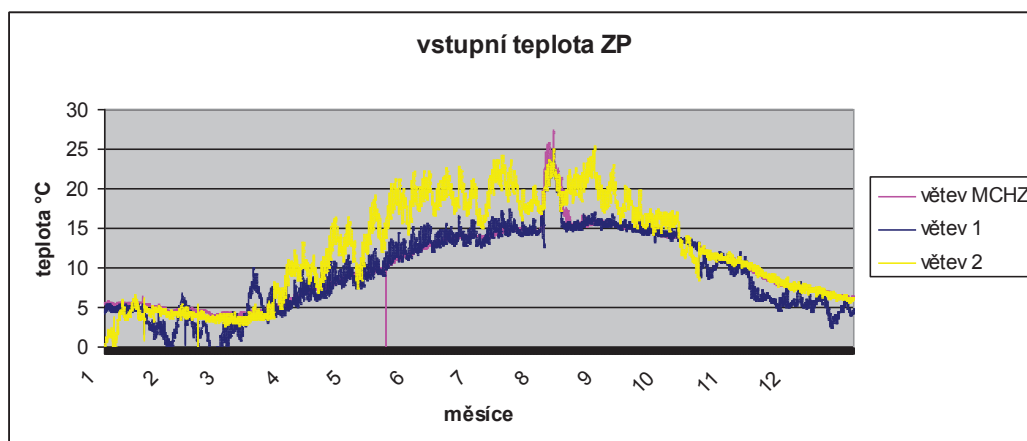
Obrázek 5.2 – Graf průtoku ZP ve větvi I v PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE



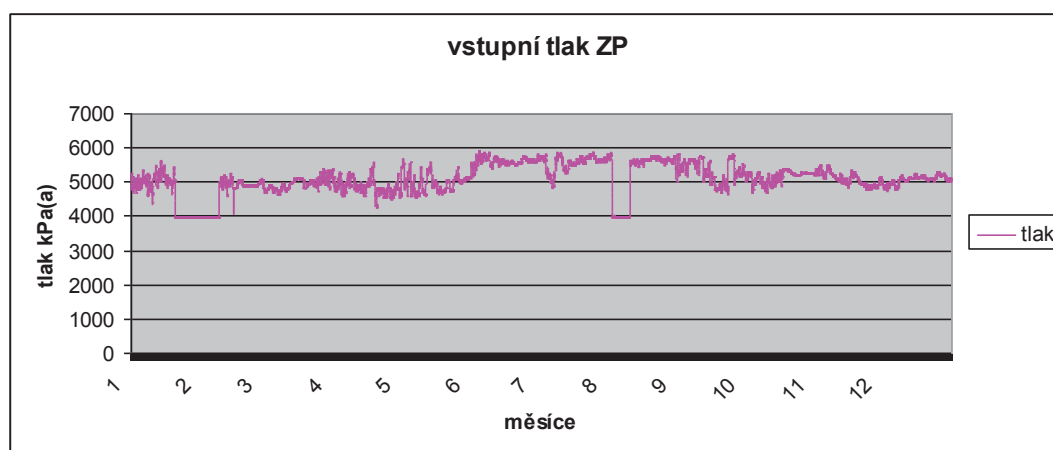
Obrázek 5.3 – Graf průtoku ZP ve větvi II v PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE



Obrázek 5.4 – Graf průtoku ZP ve větvi MCHZ v PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE



Obrázek 5.5 – Graf teploty ZP ve větví I, II a MCHZ v PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE



Obrázek 5.6 – Graf tlaku ZP při vstupu do PRS Děhylov, z poskytnutých podkladů RWE

5.2 Návrh technického řešení optimalizace předeřevu

Jako hlavní optimalizační řešení pro snížení nákladů na předeřev bylo doporučeno snížení výstupní teploty zemního plynu za redukčním ventilem na hodnotu 5 ± 2 °C. Pro regulaci předeřevu na tuto teplotu, je nutno minimalizovat prodlevy mezi potřebou a dodávkou tepla pro nutný předeřev. Pro snížení prodlevy mezi potřebou a dodávkou tepla pro nutný předeřev bylo navrženo rozdělní stávajícího jedno okružového systém na systém dvouokružový. Primární okruh bude tvořen stávajícími kotli na zemní plyn a akumulární nádobou o vhodném objemu. V primárním okruhu bude udržovaná teplota teplé vody na hodnotě 55 ± 5 °C. Akumulační nádoba zajistí dostatečné množství teplé vody pro okamžitou dodávku tepla k ohřivačům plynu v jednotlivých větvích. Součástí této studie byl i návrh optimální izolace akumulární nádoby k minimalizaci tepelných ztrát. Akumulační nádobu jsme navrhli instalovat do prostoru po demontovaném kotli K3. Topný

okruh byl navržen jako beztlaký s atmosférickou expanzní nádobou pod stropem kotelny. Sekundární okruhy budou tvořeny akumulací nádobou, oběžnými čerpadly, nutnými armaturami a ohříváky plynu pro jednotlivé větve. Sekundárních větví jsem navrhl celkem sedm. Při využití 80% kapacity z 5000 litrů akumulací nádrže, bude množství akumulovaného tepla v nádrži stačit minimálně na 6 minut provozu, což je dostatečná doba pro najetí plynového kotle. V letních měsících bude akumulované teplo v nádrži pro více než hodinový provoz. Ztráta tepla z akumulací nádrže přes izolaci je 720 kilojoulů. Z důvodu čitelnosti je schéma zapojení navrhovaného technického řešení přílohou číslo 2 disertační práce.

5.3 Odhadované investiční náklady optimalizačních opatření

V tabulce 5.1 jsou uvedené předpokládané investiční náklady.

<i>Popis investičního nákladu</i>	<i>Cena Kč bez DPH</i>
Akumulační nádoba 5000 l	50.000,-
Expanzní nádoba 200 l včetně hladinoměru	8.000,-
Teploměr s dálkovým přenosem 18 ks	36.000,-
Tlakoměr s dálkovým přenosem 2 ks	5.000,-
Uzavírací armatura DN100 PN6 8 ks	80.000,-
Trojcestná armatura DN100 PN6 1 ks	5.000,-
Čerpadlo MAGMA 80 F – 120 F 2 ks	144.352,-
Čerpadlo MAGMA 80 F – 60 F 2 ks	109.512,-
Čerpadlo MAGMA 40 F – 80 F 1 ks	28.600,-
Část strojní	192.000,-
Cena studie – již vynaložené náklady	95.000,-
Část MaR, ASŘ a Elektro	350.000,-
Projektová dokumentace	60.000,-
Celkem	1.173.464,-

Tabulka 5.1 - Investiční náklady [17]

5.4 Prostá návratnost investičních nákladů optimalizačních opatření

Při výpočtu návratnosti investice jsme vycházeli z předpokladu, že 1 kWh tepla ze zemního plynu = 1 Kč. Výsledky výpočtu jsou schnuté v tabulce 5.2.

<i>Popis nákladu</i>	<i>Náklady před optimalizací</i>	<i>Náklady po optimalizaci</i>
Přehřev na větví 1	-	356.513,-
Přehřev na větví 2	-	1.151.136,-
Přehřev na větví MCHZ	-	86.690,-
Přehřev na větví KOTELNA (odhad)	-	40.000,-
Ostatní náklady na topení (odhad)	-	150.000,-
Celkové náklady na topení	2.800.000,-	1.784.339,-
Rozdíl nákladů za rok	1.015.661,-	
Investiční náklady	1.173.464,-	
Prostá návratnost investice	Jeden rok	

Tabulka 5.2 – Návratnost investičních nákladů [17]

5.5 Zamezení kondenzace potrubí za redukčním ventilem

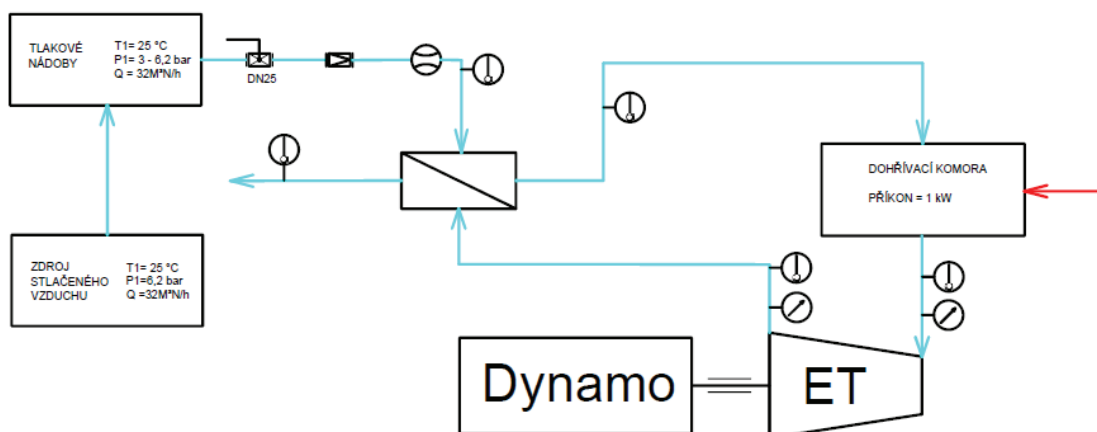
Vzhledem k tomu, že pro snížení nákladů na přehřev zemního plynu navrhujeme teplotu zemního plynu za redukčním ventilem 5 °C, je možno předpokládat, že na potrubí za redukčním ventilem bude kondenzovat vodní pára z okolního vzduchu. Z tohoto důvodu bude nutno s touto kondenzací počítat a provést potřebné úpravy. Jako první možnost jsme navrhli redukční ventil a potrubí za redukčním ventilem chránit před kondenzací vodních par vhodnou izolací. Druhým řešením je možnost potrubí i redukční ventil opatřit vhodnou protikorozní úpravou a zajištění odvodu kondenzátu z dotčeného potrubí.

5.6 Zhodnocení optimalizace předehřevu

Na základě rozboru situace PRS Děhylov bylo navrženo změnit systém ohřevu zemního plynu a jeho regulaci. Použití akumulární nádrže zkrátí dobu odezvy a umožní tak snížit teplotu zemního plynu za ohřevem, což přinese výraznou úsporu ve spotřebě zemního plynu pro předehřev. Předehřev nebude regulován na teplotu zemního plynu za redukčním ventilem na 15 °C, jak je tomu doposud, ale na teplotu 5 °C. V letních měsících nebude většinou nutno předehřívat vůbec, stojí ale za zvážení stanovit teplotu, při které bude nutno uvést nahřívání do pohotovosti, „nabitím“ akumulární nádoby. Kotle budou, díky tomu, provozovány kratší dobu a na ekonomický výkon. Budou tedy provozovány s maximální účinností. Shrneme-li možné výsledky navrhovaných opatření, můžeme konstatovat, že navrhované úpravy systému ohřevu zemního plynu představují potenciální roční úsporu přibližně 1 milión Kč provozních nákladů ve snížení spotřeby plynu pro předehřev. Při předpokládaných investičních nákladech přibližně 1,2 milióny Kč to představuje prostou návratnost investice v době 1,2 roku. Mezi další nezvratné výhody realizace optimalizačních opatření je snížení produkce emisí, zejména emisí CO₂.

6. Zkušební linka expanzních turbín

V rámci projektu pre seed CZ.1.05/3.1.00/14.0318 byla ve spolupráci se společností Mattech, s. r. o., Ostrava vyrobena zkušební linka mikro expanzních turbín, která je v současné době umístěna v areálu VŠB-TUO. Tato linka bude sloužit pro výuku nových studentů a po drobných úpravách může sloužit ke zkoušení nových mikro expanzních turbín. Veškeré finanční prostředky z daného projektu sloužily pouze pro výrobu zkušební linky. Původně se uvažovalo o konstrukci zkušební linky, která by se skládala z kompresoru, ohřívací komory vzduchu, mikro expanzní turbíny, rekuperačního výměníku a potřebného měření. Zdrojem stlačeného vzduchu měla být kompresorová stanice, které je v katedře energetiky VŠB-TUO, schéma na obrázku 6.1. Ovšem mikro expanzní turbínu se nám nepodařilo z důvodu časové tísně na realizaci zkušební linky zajistit. Proto se navrhla druhá varianta řešení, že místo mikro expanzní turbíny použijeme turbo kompresor ze spalovacího motoru. Zvyšování výkonu expanzní turbíny by se prokázalo zvýšením výkonu dmychadla turbo kompresoru.



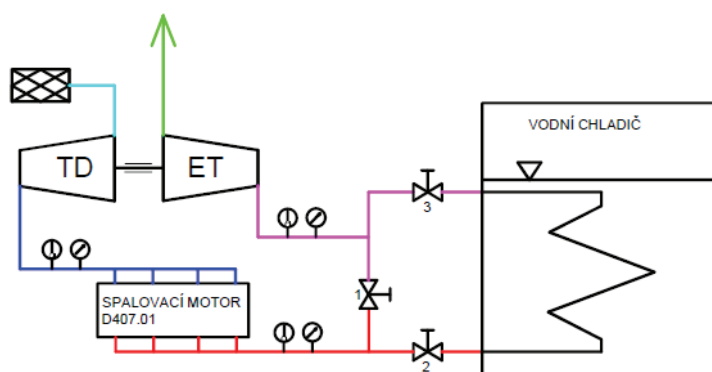
Obrázek 6.1 – Schéma první varianty zkušební linky
ET – expanzní turbína

Při prvotních testech bez přehřevu stlačeného vzduchu se zjistilo, že výkon kompresorové stanice je pro dané turbo dmychadlo nedostatečný, proto jsme navrhli zkušební linku se spalovacím naftovým motorem, který nahradil jak kompresor, tak ohřívací komoru. Pro regulaci teploty spalin před turbodmychadlem se do zkušební linky instaloval chladič spalin. Vzhledem k časové tísní pro realizaci výroby zkušební linky a omezeným finančním prostředkům se nakonec rozhodlo pro tuto variantu zkušební linky, obrázek 6.2. Danou zkušební linkou jsme ověřili vliv teploty přehřevu spalin na výkon

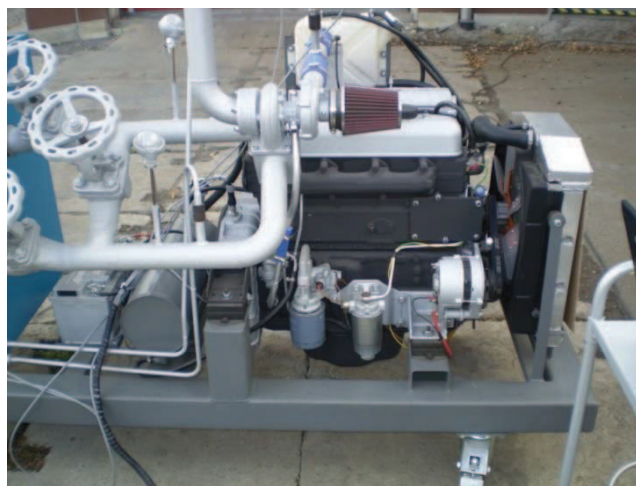
turbodmychadla při konstantních otáčkách motoru. Konstantní otáčky motoru nám simulovaly konstantní průtok spalin za normálních podmínek, protože spalovací motor je stroj s konstantním objemem, tudíž při konstantních otáčkách proudí spalovacím motorem konstantní množství vzduchu a spalin.

6.1 Popis zkušební linky

Popis zkušební linky vychází z technické dokumentace a návodu k obsluze demonstrativní jednotky, který byl vypracován společností Mattech, s. r. o. Sání vzduchu do spalovacího motoru D407.01 je přes turbodmychadlo, které slouží hlavně pro měření vlivu teploty spalin na výkon expanzní turbíny. První měření teploty a tlaku je v potrubí za dmychadlem. Toto měření slouží pro měření výkonu celého turbodmychadla. Spalovací motor pracuje bez zatížení, pouze udržuje zvolené konstantní otáčky, čímž simuluje konstantní průtok spalin expanzní turbínou za normálních podmínek. Teplota výstupních spalin z motoru D407.01 je do 190 °C, což je pro zkušební měření dostačující. Druhé měření teploty a tlaku je za spalovacím motorem, ale před rozdělením spalin do dvou větví. Větev jedna vede spaliny přímo do turbodmychadla. Větev jedna je vybavena ventilem jedna, kterým se redukuje množství nechlazených spalin. Větev dvě vede spaliny přes vodní chladič, který slouží pro ochlazení spalin. Větev dvě je vybavena dvěma ventily. Při měření, kdy se chladí spaliny, je ventil tři trvale otevřený. Postupným otvíráním a zavíráním ventilu jedna a dva se reguluje teplota spalin před turbodmychadlem při konstantním průtoku spalin za normálních podmínek. Třetí měření teploty a tlaku je umístěno před turbodmychadlem. Aby nedošlo k poškození snímačů tlaku pro měření dvě a tři, z důvodu vysoké teploty spalin je impulzní potrubí k těmto snímačům tlaku vedeno přes vodní chladič. Zkušební linka je v mobilním provedení, pro její snadnou manipulativnost. Z důvodu hlučnosti a tvorby spalin je vhodné, provádět měření mimo uzavřený prostor. Proto je linka vybavena pojízdnými kolečky, aby se dala pro měření přemístit mimo prostor, kde je vystavena. Dále je na zváženu, kdyby se do výfukového potrubí expanzní turbíny mohlo umístit čtvrté měření teploty a tlaku. Hodnoty z třetího a čtvrtého měření by sloužily pro výpočty expanzní turbíny. Vodní chladič je tvořen otevřenou nádobou, kde pod hladinou je umístěno spirálovité potrubí pro chlazení spalin. Tento chladič nám bezpečně ochladí spaliny na požadovanou teplotu při konstantním chodu motoru. Na obrázcích 6.3 a 6.4 jsou fotografie hotové zkušební linky.



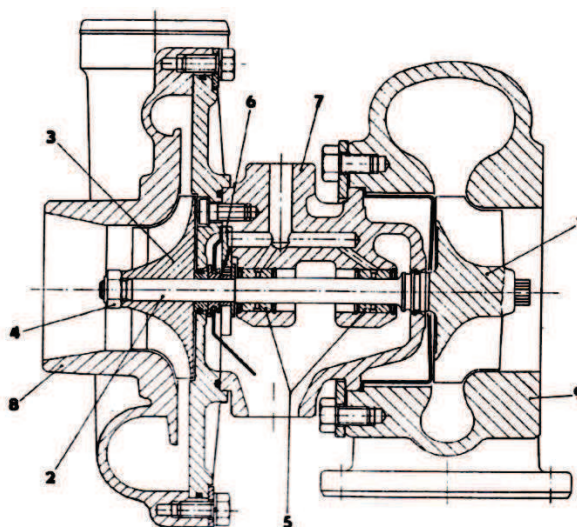
Obrázek 6.2 – Schéma zapojení konečné varianty zkušební linky
ET – turbína; TD – dmychadlo



Obrázek 6.3 – Foto spalovacího motoru a turbodmychadla



Obrázek 6.4 – Foto kompletní zkušební linky



Obrázek 6.5 – Řez turbodmychadlem ze zkušební linky [Mattech]

1 – rotor turbíny; 2 – křídlo; 3 – rotor dmyhadla; 4 – samojistící matice; 5 – radiální ložiska; 6 – axiální ložisko; 7 – ložisková skříň; 8 – skříň dmyhadla, 9 – skříň turbíny

Technické údaje spalovacího motoru

Motor je určen pro vozidla	Avia A31 T, Avia A21T	
Typové označení motoru	D407.01	
Druh	Čtyřdobý, vznětový a rozvodem OHV, s přímým vstřikem paliva, přeplňování turbodmychadlem	
Počet válců	4	[-]
Vrtání válců	102	[mm]
Zdvih válců	110	[mm]
Objem válců	3596	[cm ³]
Kompresní poměr	17,5 ± 0,5	[MPa]
Volnoběžné otáčky	750 – 800	[ot/min ⁻¹]
Jmenovité otáčky	2600	[ot/min ⁻¹]
Maximální otáčky	3000	[ot/min ⁻¹]
Maximální čistý výkon dle ECE 85	61	[kW při 2600 ot/min ⁻¹]
Měrná spotřeba paliva	235 ± 5%	[g.kWh ⁻¹]

6.2 Popis měření na zkušební lince

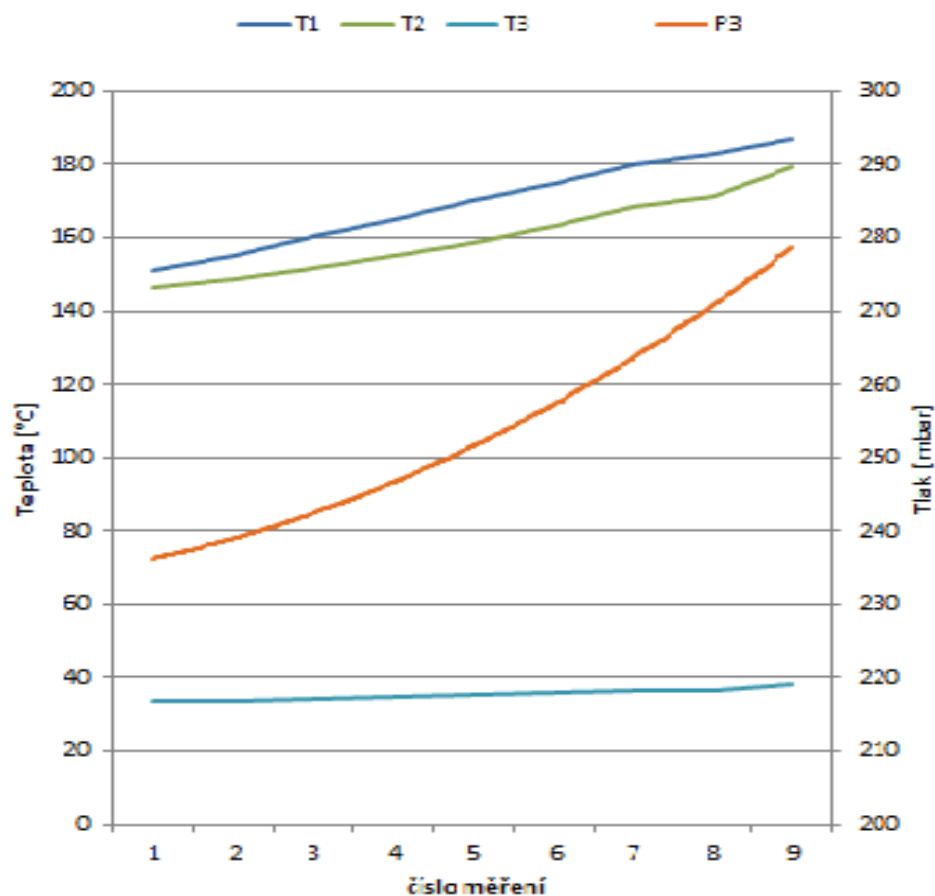
Měření probíhalo ve spolupráci se zaměstnanci společnosti Mattech, s. r. o. Konstantními otáčkami spalovacího motoru jsme simulovali konstantní průtok zemního plynu za normálních podmínek, protože spalovací motor je stroj s pevným kompresním poměrem a objemem. Proto při konstantních otáčkách motor nasává konstantní množství vzduchu a objemové množství spalin je závislé na teplotě spalin. Po nastavení konstantních otáček spalovacího motoru se postupně zvyšovala teplota spalin. Spaliny proudily přes ventil číslo 1 přímo do turbodmychadla. Teplota spalin se ustálila na teplotě kolem 185 °C. Po otevření ventilů číslo 2 a 3 proudily spaliny do chladiče. Uzavřením ventilu číslo 1, proudily všechny spaliny přes chladič do turbodmychadla. Prouděním spalin přes chladič se spaliny vychladily na teplotu 70 °C. Postupným uzavíráním ventilu číslo 2 a otevíráním ventilu číslo 1 jsme zvyšovali teplotu na teplotu 160 °C. Tato měření jsme opakovali pro různé konstantní otáčky motoru. Po celou dobu měření se do počítače zaznamenávaly hodnoty v intervalu 10 sekund. Zaznamenány byly otáčky motoru, teplota a tlak spalin za spalovacím motorem, teplota a tlak spalin před turbo dmychadlem a teplota a tlak vzduchu mezi turbo dmychadlem a sáním motoru. Ke zvyšování tlaku vzduchu za turbo dmychadlem docházelo zvyšováním výkonu turbo dmychadla při konstantních otáčkách motoru, regulaci teploty spalin před turbo dmychadlem. Tímto měřením bylo ověřeno, že zvyšování teploty plynu před expanzní turbínou při konstantním průtoku za normálních podmínek, dochází ke zvyšování výkonu expanzní turbíny. V budoucnu, pokud se podaří zajistit mikro turbínu s elektrickým generátorem, navrhuji provést toto znovu měření, protože současné měření je ovlivněno výkonovou charakteristikou turbodmychadla.

6.3 Naměřené hodnoty při měření na zkušební lince

Při měření na zkušební lince jsme provedli několik měření. Do tabulek a grafu jsem sumarizoval dvě měření. Měření číslo 1 – při konstantních otáčkách motoru se postupně zvyšovala teplota spalin za motorem a současně i teplota před turbodmychadlem. Měření číslo 2 – při konstantních otáčkách motoru a konstantní teplotě spalin za motorem, jsme postupně zvyšovali teplotu spalin před turbodmychadlem. Výsledky z měření jsou v tabulkách 6.1 a 6.2

Číslo měření	Spaliny z motoru		Spaliny před turbem		Vzduch za dmychadlem		Otáčky motoru [ot.s ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	
1	151	440	146,3	348	33,4	234	35,48
2	155	460	148,8	366	33,8	246	35,48
3	160	440	151,7	354	34,1	240	35,53
4	165	440	155,2	348	34,6	240	35,52
5	170	450	158,7	366	35,6	252	35,53
6	175	460	163,3	384	35,9	264	35,52
7	180	450	168,4	366	36,3	258	35,56
8	183	460	171,5	378	36,5	276	35,52
9	187	460	179,6	378	38,0	276	35,42

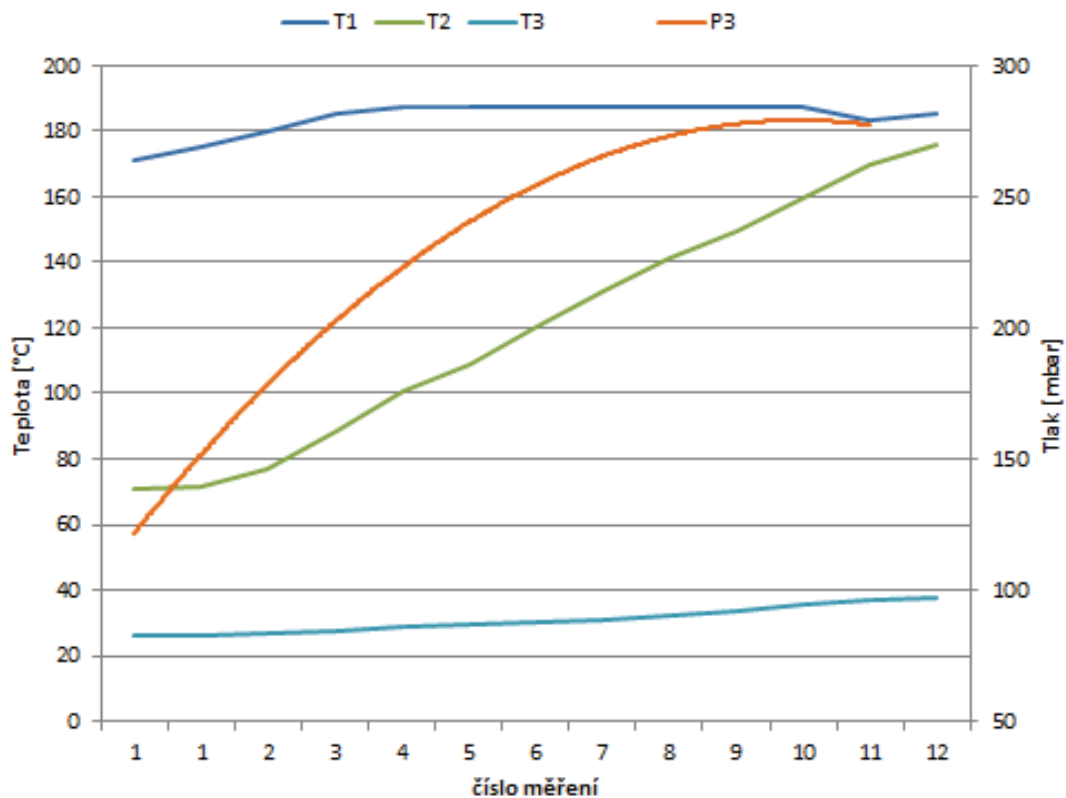
Tabulka 6.1 – Výsledky z měření číslo 1



Obrázek 6.6 – Graf z měření číslo 1, tabulka 6.1

Číslo měření	Spaliny z motoru		Spaliny před turbem		Vzduch za dmychadlem		Otáčky motoru [ot.s ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	
1	171	360	71,0	234	26,5	126	35,37
2	175	370	71,6	240	26,5	132	35,43
3	180	380	76,7	252	26,7	144	35,38
4	185	390	88,2	270	27,5	156	35,37
5	187	360	100,4	312	28,8	198	35,37
6	187	410	109,1	354	29,5	240	35,28
7	187	430	120,2	354	30,3	252	35,28
8	187	440	131,1	366	31,2	258	35,30
9	187	430	141,3	366	32,4	258	35,30
10	187	440	149,6	366	33,8	270	35,23
11	187	440	159,8	384	35,6	276	35,27
12	183	450	170,0	378	36,7	276	35,28

Tabulka 6.2 – Výsledky z měření číslo 2



Obrázek 6.7 – Graf z měření číslo 2, tabulka 6.2

6.4 Výpočty z hodnot při měření na zkušební lince

Na základě naměřených hodnot, z měření na zkušební lince, jsem provedl výpočty dalších veličin, které jsme přímo neměřili. Pro výpočet výstupního tlaku z turba jsem vycházel z předpokladu, že rozdíl tlaku je konstantní, proto jsem použil vzorec 6.2. Pro výpočet výstupní teploty jsem vycházel z adiabatické účinnosti turba 60 %. Nejprve jsem si v programu EES vypočítal adiabatickou teplotu z podmínky rovnosti entropií a tuto teplotu jsem dosadil do vzorce 6.1. Hodnoty entalpie jsem určil dle programu EES pro vzduch. Hodnoty entalpie pro vzduch jsem volil z důvodu, že neznám přesné složení spalin před turbodmychadlem. Pro výpočet měrného výkonu turba jsem vycházel z rozdílu entalpie před a za turbem, dle vzorce 6.3. Vypočtené hodnoty jsem uvedl v tabulkách 6.3 a 6.4.

$$T_{ZT} = T_{PT} - ((T_{PT} - T_{AD}) \times 0,6) \quad (6.1)$$

$$P_{ZT} = P_{PT} \times 0,85 \quad (6.2)$$

$$Q_T = |i_{PT} - i_{ZT}| \quad [kJ.kg^{-1}] \quad (6.3)$$

Číslo měření	Spaliny před turbem		Spaliny za turbem		Entalpie		Měrný výkon [kJ.kg ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	před [kJ.kg ⁻¹]	za [kJ.kg ⁻¹]	
1	146,3	348	135,0	78	421,0	409,5	11,48
2	148,8	366	137,4	161	423,6	412,0	11,55
3	151,7	354	140,2	151	426,5	414,9	11,63
4	155,2	348	143,7	146	430,1	418,3	11,72
5	158,7	366	147,1	161	433,6	421,8	11,82
6	163,3	384	151,6	176	438,3	426,4	11,95
7	168,4	366	156,5	161	443,5	431,4	12,09
8	171,5	378	159,5	171	446,7	434,5	12,17
9	179,6	378	167,4	171	455,0	442,6	12,40

Tabulka 6.3 – Výsledky a výpočty z měření číslo 1

Číslo měření	Spaliny před turbem		Spaliny za turbem		Entalpie		Měrný výkon [kJ.kg ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	před [kJ.kg ⁻¹]	za [kJ.kg ⁻¹]	
1	71,0	234	61,6	49	344,8	335,4	9,40
2	71,6	240	62,2	54	345,4	335,9	9,42
3	76,7	252	67,2	64	350,5	341,0	9,56
4	88,2	270	78,7	80	362,1	352,2	9,88
5	100,4	312	90,3	115	374,5	364,2	10,21
6	109,1	354	98,8	151	383,3	372,8	10,45
7	120,2	354	109,6	151	394,5	383,7	10,76
8	131,1	366	120,2	161	405,6	394,5	11,06
9	141,3	366	130,1	161	415,9	404,6	11,34
10	149,6	366	138,2	161	424,4	412,8	11,57
11	159,8	384	148,1	176	434,7	422,9	11,85
12	170,0	378	158,1	171	445,2	433,0	12,13

Tabulka 6.4 – Výsledky a výpočty z měření číslo 2

Dále jsem pro názornost provedl výpočet zvýšení měrné energie vzduchu ve dmychadle. Výpočet této měrné energie je pouze informativní, pro prokázání vlivu teploty přehřevu na výkon expanzní turbíny. Vstupní tlak jsem volil -100 mbar z důvodu tlakové ztráty v sacím filtru. Teplota a tlak v sacím hrdle dmychadla byl po celou dobu konstantní. Hodnoty entalpii jsem určil dle programu EES pro vzduch. Pro výpočet měrné energie dmychadla jsem vycházel z rozdílu entalpii před a za dmychadlem, dle vzorce 6.4. Vypočtené hodnoty jsem uvedl v tabulce 6.5.

$$y_D = |i_{zD} - i_{pD}| \quad [kJ.kg^{-1}] \quad (6.4)$$

Číslo měření	Vzduch před dmychadlem		Vzduch za dmychadlem		Entalpie		Měrná energie [kJ.kg ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	před [kJ.kg ⁻¹]	za [kJ.kg ⁻¹]	
1	15,0	-100	26,5	126	288,4	299,9	11,52
2	15,0	-100	26,5	132	288,4	300,0	11,62
3	15,0	-100	26,7	144	288,4	300,1	11,72
4	15,0	-100	27,5	156	288,4	300,9	12,52
5	15,0	-100	28,8	198	288,4	302,2	13,82
6	15,0	-100	29,5	240	288,4	302,9	14,52
7	15,0	-100	30,3	252	288,4	303,7	15,32
8	15,0	-100	31,2	258	288,4	304,6	16,22
9	15,0	-100	32,4	258	288,4	305,8	17,43
10	15,0	-100	33,8	270	288,4	307,3	18,84
11	15,0	-100	35,6	276	288,4	309,1	20,65
12	15,0	-100	36,7	276	288,4	310,2	21,76

Tabulka 6.5 – Výsledky a výpočty z měření číslo 2

6.5 Přepočty naměřených hodnot z měření na zemní plyn

V této kapitole provedu teoretický přepočet naměřených hodnot z druhého měření, kdy naměřeným teplotám a tlakům před a za turbem přiřadím entalpii zemního plynu. Zemní plyn je směsný plyn, který není v tabulkách programu EES, ale jednotlivé složky zemního plynu jsou již tabulkované. Pro výpočet jsem vycházel z níže uvedeného složení tranzitního zemního plynu.

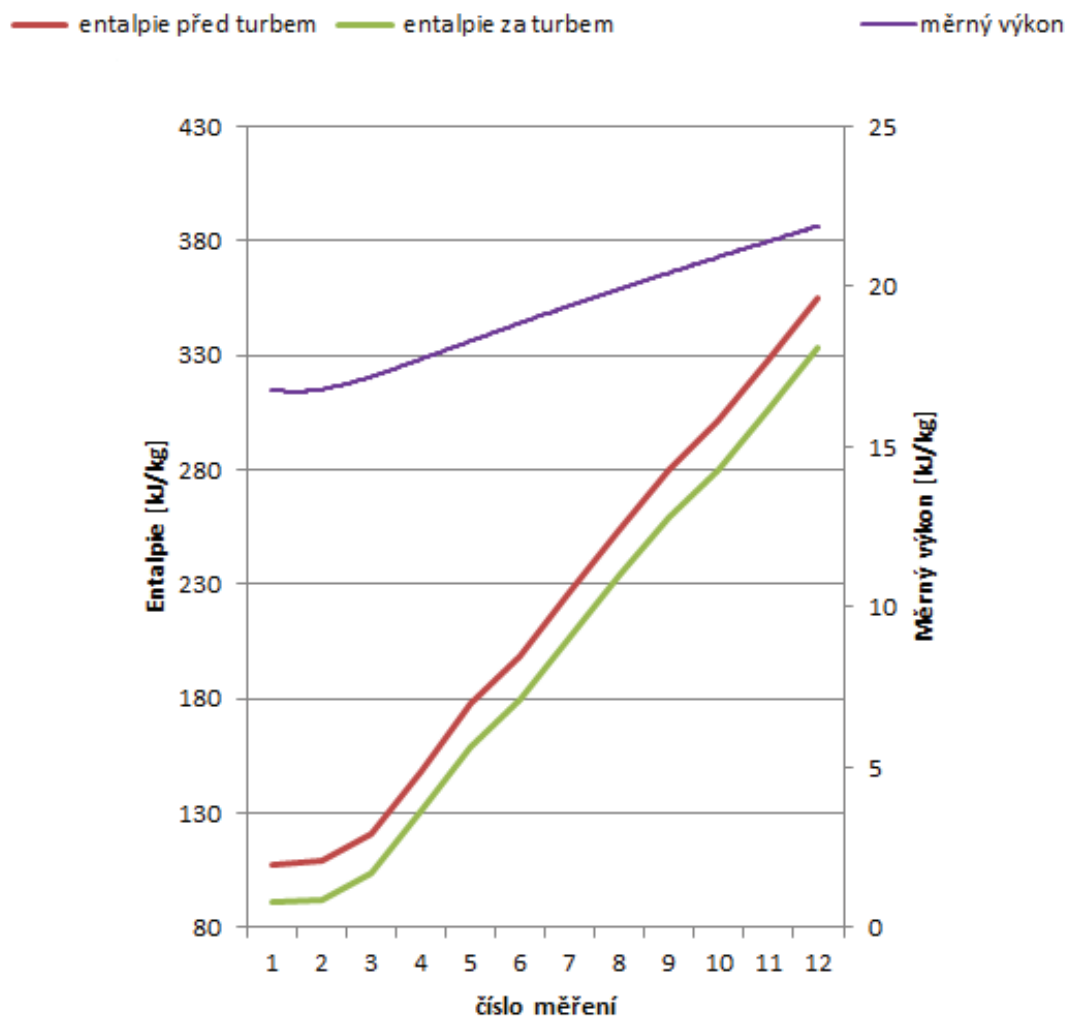
Metan (i1)	98,39	%
Etan (i2)	0,44	%
Propan (i3)	0,16	%
Butan (i4)	0,07	%
Pentan (i5)	0,03	%
Dusík (i6)	0,84	%
Oxid uhličitý (i7)	0,07	%

Pro výpočet entalpie zemního plynu jsem použil vzorec 6.5, kdy jsem entalpie skutečných plynu násobil procentuálním zastoupením. Tlakový poměr jsem počítal pro všechna měření konstantní. Výsledky jsou v tabulce 6.6 a obrázku 6.8

$$i_{ZP} = \frac{i_1 \times 98,39 + i_2 \times 0,44 + i_3 \times 0,16 + i_4 \times 0,07 + i_5 \times 0,03 + i_6 \times 0,84 + i_7 \times 0,07}{100} \quad (6.5)$$

Číslo měření	Spaliny před turbem		Spaliny za turbem		Entalpie ZP		Měrný výkon [kJ.kg ⁻¹]
	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	Teplota [°C]	Tlak [mbar]	před [kJ.kg ⁻¹]	za [kJ.kg ⁻¹]	
1	71,0	234	63,7	49	107,6	90,8	16,8
2	71,6	240	64,3	54	109,0	92,2	16,8
3	76,7	252	69,3	64	121,0	103,8	17,2
4	88,2	270	80,7	80	148,3	130,6	17,7
5	100,4	312	92,8	115	177,7	159,4	18,3
6	109,1	354	101,3	151	198,9	180,0	18,9
7	120,2	354	112,3	151	226,4	206,9	19,5
8	131,1	366	123,1	161	253,5	233,8	19,7
9	141,3	366	133,2	161	279,8	259,2	20,6
10	149,6	366	141,5	161	301,3	280,4	20,9
11	159,8	384	151,6	176	328,0	306,6	21,7
12	170,0	378	161,7	171	355,0	333,1	21,9

Tabulka 6.6 – Výsledky a výpočty z měření číslo 2



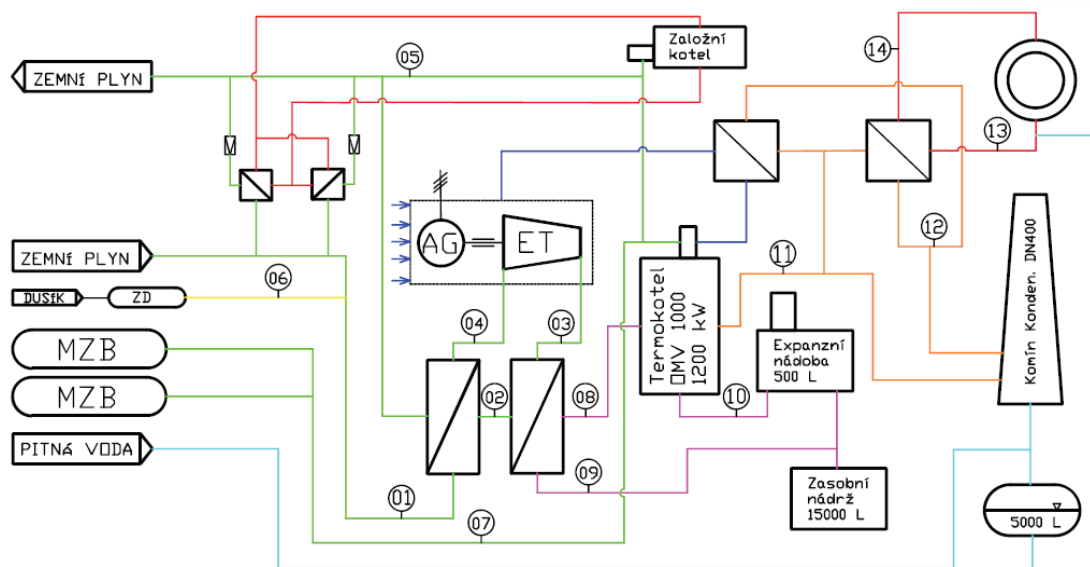
Obrázek 6.8 – Graf z měření číslo 2 pro zemní plyn

7. Popis kogenerační jednotky

Pro popis kogenerační jednotky jsem čerpal i z bakalářské práce [8] a diplomové práce [10]. Celkové schéma kogenerační jednotky je přílohou číslo 3 dizertační práce, z důvodu její čitelnosti. Na obrázku 7.1 je zjednodušené schéma kogenerační jednotky s popisem potrubí v tabulce 7.1. Kogenerační jednotku by bylo možno využít například jako samostatný objekt v blízkosti modernizovaného areálu společnosti ENEZA, s. r. o. Kogenerační jednotka by sloužila ke snížení tlaku zemního plynu z 2,2 MPa dodávaného společností RWE Transgas, a. s. na tlak 0,6 MPa k výrobě elektrické energie a k dodávce tepla v teplé vodě. V současné době se zemní plyn redukuje pro potřeby rozvodné sítě Energetiky Třinec, a. s. na tyto parametry v redukční stanici, která je vzdálená 600 metrů. Vyrobená elektrická a tepelná energie by pokryla spotřebu nového areálu společnosti ENEZA, s. r. o. Přebytek elektrické energie by byl prodáván do distribuční sítě ČEZ, a. s. nebo ostatním firmám, sousedícím s novým areálem společnosti ENEZA, s. r. o. Pro udržování konstantní účinnosti kogenerační jednotky je dodávka tepla přímo závislá od průtokového množství zemního plynu. Rozdíl mezi výrobou a spotřebou tepla navrhuji kompenzovat netlakovou akumulací nádobou odpovídajícího objemu. Nevýhodou tohoto řešení je zvýšení investičních nákladů. Výpočty kogenerační jednotky jsem provedl na jmenovitý průtok zemního plynu 20 000 Nm³ za hodinu.

Bod	Medium	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	DN [mm]
1	Zemní plyn	10	2,2	200
2	Zemní plyn	160	2,15	250
3	Zemní plyn	250	2,1	300
4	Zemní plyn	180	0,63	450
5	Zemní plyn	30	0,6	350
6	Dusík	10	0,2	50
7	Bio plyn	10	0,2	50
8	Termo olej	300	0,2	100
9	Termo olej	250	0,1	100
10	Termo olej	250	0,1	100
11	Spaliny	300	0,01	400
12	Spaliny	90	0,01	350
13	Topná voda	70	0,3	100
14	Topná voda	90	0,5	100

Tabulka 7.1 – Popis potrubí ve schématu na obrázku 7.1



Obrázek 7.1 – Zjednodušené schéma kogenerační jednotky

ZD – zásobník dusíku, MZB – mobilní zásobník bioplynu, AG – asynchronní generátor, ET – expanzní turbína

7.1 Havarijní větev

Zemní plyn o tlaku 2,2 MPa a teplotě 10 °C vstupuje do kogenerační jednotky dvěma uzavíracími ventily. Mezi uzavírací ventily jsou vloženy dva kusy odvzdušňovacích ventilů pro bezpečné odstavení celé redukční části kogenerační jednotky. Za uzavíracími ventily je napojená havarijní větev, kde se tlak zemního plynu redukuje škrcením v redukčním ventilu. Havarijní větev je v kogenerační jednotce pro případ poruchy hlavní nebo záložní větve. Kogenerační jednotka nemůže přerušit dodávku zemního plynu do areálu Trineckých železáren, a. s. z důvodu poruchy. Havarijní větev tvoří uzavírací ventil, tepelný stojatý výměník VS 150 dodávaným společností STROJON, s. r. o. a standardní regulátor tlaku C26 525 540. Uzavírací ventil bude trvale otevřený a k uzavření dojde pouze při netěsnosti v havarijní větvi, popřípadě plánované opravě havarijní větve. Regulátor tlaku v havarijní větvi bude nastaven na minimální požadovaný tlak zemního plynu na výstupní větvi 0,57 MPa. Tímto nastavením se zaručí, že zemní plyn bude havarijní větví proudit automaticky pouze při odstavení hlavní a záložní větve redukční části kogenerační jednotky. Zdrojem tepla pro ohřívač plynu v havarijní větvi je záložní kotel, který je zdrojem tepla i pro záložní větev regulační části kogenerační jednotky. Do přívodního potrubí před kogenerační jednotkou jsou umístěny dva paralelně zapojené filtry, pro filtraci drobného znečištění zemního plynu, ke kterému může dojít při dopravě

zemního plynu potrubím. Tyto nečistoty mohou být zdrojem poruchy regulačních ventilů, nebo expanzní turbíny.

7.2 Záložní větev

Mezi havarijní a záložní větví jsou dva uzavírací ventily. Mezi uzavíracími ventily jsou vloženy dva kusy odvzdušňovacích ventilů pro bezpečné odstavení kogenerační jednotky a první měření průtoku zemního plynu. Druhé měření průtoku zemního plynu je na výstupním potrubí z redukční části kogenerační jednotky. Rozdíl v měření průtoku mezi prvním a druhým měřidlem je vlastní spotřeba kogenerační jednotky, proto tyto měřidla musí být cejchované jako obchodní měřidla. Záložní větev je shodná s havarijní větví, pouze regulátor tlaku je nastavený na hodnotu 0,58 MPa. Zemní plyn bude záložní větví proudit při odstavení hlavní větve. Odstavení hlavní větve bude v případě menšího nebo většího průtoku zemního plynu, než je regulační rozsah expanzní turbíny. Plyn bude záložní větví automaticky proudit v případě, že tlak zemního plynu ve výstupním potrubí klesne pod 0,58 MPa.

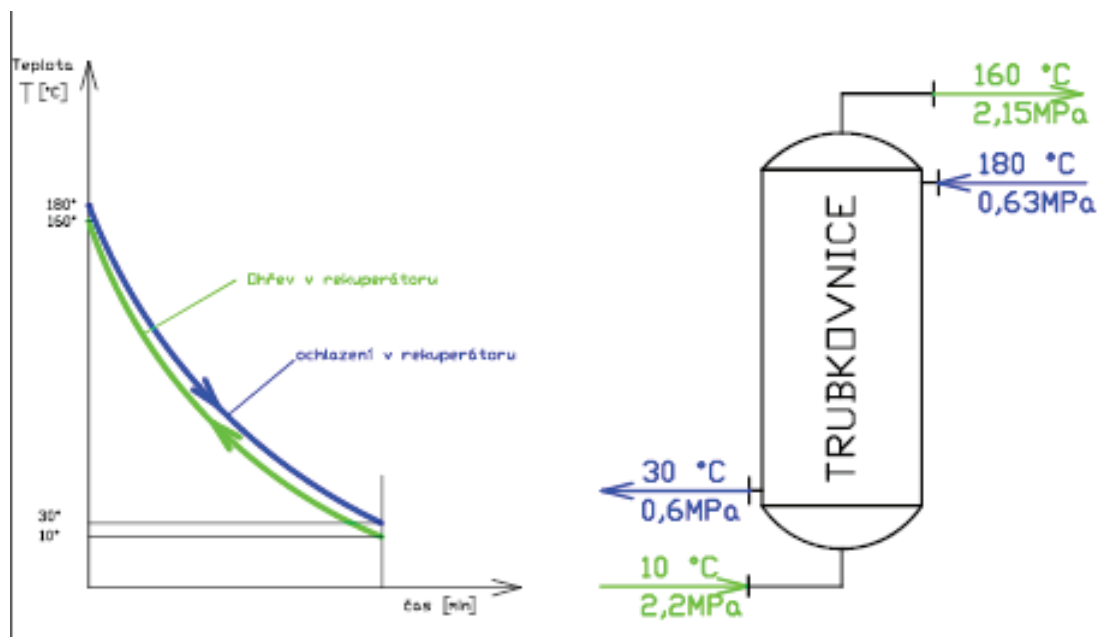
7.3 Dusíková větev

Do vstupního plynového potrubí za záložní větví je napojeno potrubí od tlakové nádoby s dusíkem. Zásoba dusíku v takové nádobě je pro opakované automatické zadusíkování celé regulační řady kogenerační jednotky v případě poruchy nebo plánované odstávky. Plnicí potrubí tlakové nádoby pro dusík je vybaveno kompresorem pro přečerpání a natlakování doplňovaným dusíkem. Dusík se bude do tlakové nádoby doplňovat při tlaku v tlakové nádobě na hodnotě 50 % jmenovitého tlaku, tedy 2,6 MPa.

7.4 Rekuperační výměník

Hlavní větev regulační části kogenerační jednotky je tvořena rekuperačním výměníkem, dohřívacím výměníkem a expanzní turbínou. Zemní plyn o tlaku 2,2 MPa a teplotě 10 ± 3 °C proudí do rekuperačního výměníku. Jeho výpočet jsem provedl ve své diplomové práci [10]. Rekuperační výměník jsem navrhl jako stojatý rovno trubní výměník pro předehřev zemního plynu na teplotu 160 °C. Zdrojem tepla pro rekuperační výměník je teplo expandovaného zemního plynu po výstupu z expanzní turbíny. Zemní

plynu vystupuje z expanzní turbíny o teplotě 186 °C a tlaku 0,63 MPa. Rekuperační výměník jsem navrhl jako rovno trubní, hlavně z důvodu minimalizace tlakové ztráty prouděním uvnitř výměníku. Výhodou stojatého provedení výměníku je, že proudění zemního plynu bude podporováno vzlakem, kdy ohřátý plyn stoupá po směru proudění. Ochlazovaný plyn bude klesat po směru proudění. Na obrázku 7.2 je schéma a T-s diagram rekuperačního výměníku.

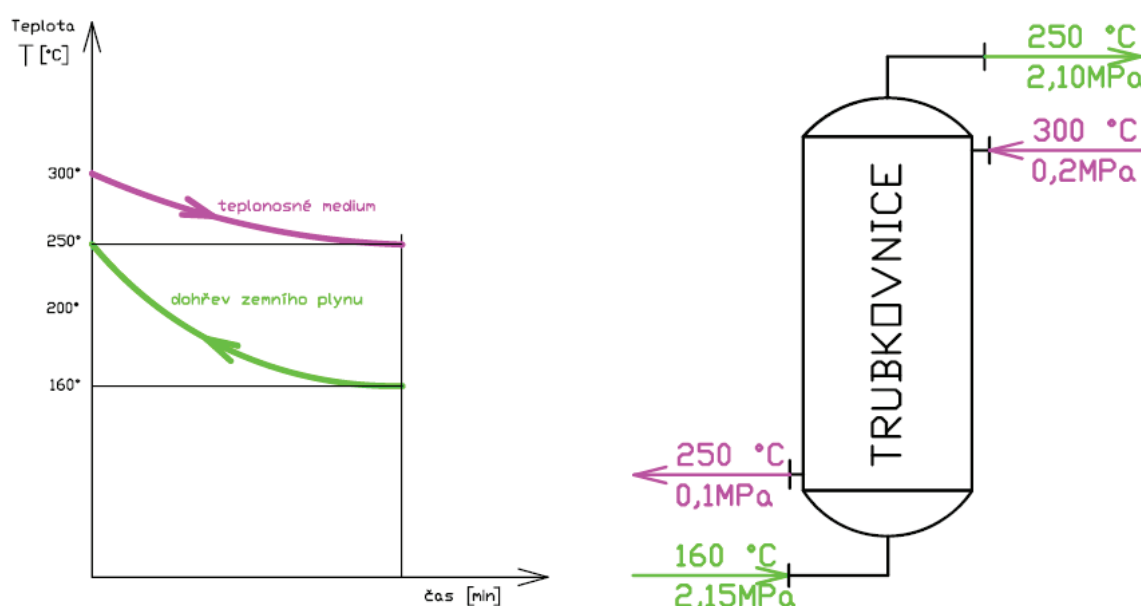


Obrázek 7.2 - Schéma a T-s diagram rekuperačního výměníku

7.5 Dohřivací výměník

Z rekuperačního výměníku proudí zemní plyn do dohřivacího výměníku, který je obdobné konstrukce jako rekuperační výměník. Zemní plyn se v dohřivacím výměníku ohřeje na teplotu 250 ± 90 °C. Zdrojem tepla pro dohřivací výměník je termo olej o vstupní teplotě 300 ± 50 °C. Výstupní teplota zemního plynu z dohřivacího výměníku je závislá na způsobu regulace redukční části kogenerační jednotky. V případě, že expanzní turbína bude výrobcem schválena na trvalý provoz s různou teplotou vstupního zemního plynu do sacího hrdla, preferuji regulaci na konstantní požadovaný výkon. Tato regulace expanzní turbíny je vhodnější pro regulaci topné části. Proudění zemního plynu a termo oleje v dohřivacím výměníku jsem navrhl tak, že termo olej je vně trubkovnice a zemní plyn proudí uvnitř trubek. Při dimenzování pláště dohřivacího výměníku na provozní tlak 2,2 MPa, vyjde velká tloušťka stěny pláště v porovnání s tloušťkou stěny trubky trubkovnice na stejný tlak. Dohřivací výměník jsem navrhl jako rovno trubní hlavně z důvodu minimalizace tlakové ztráty prouděním uvnitř výměníku. Výhodou stojatého provedení

výměníku je, že proudění zemního plynu bude podporováno vztlakem, kdy ohřátý plyn stoupá po směru proudění. Ochlazovaný termo olej bude klesat po směru proudění. Rychlost proudění zemního plynu a termo oleje má vliv na výstupní teplotu. Rychlost proudění zemního plynu nelze ovlivnit, proto regulace výkonu dohřívacího výměníku je regulovaná množstvím tepla dodaného teplotonosným médiem. Regulace množství tepla je regulovaná teplotou, ale hlavně množstvím teplotonosného média. Cirkulační čerpadla teplotonosného média jsou řízeny měničem napětí, dle požadavku regulace. Na obrázku 7.3 je schéma a T-s diagram dohřívacího výměníku.

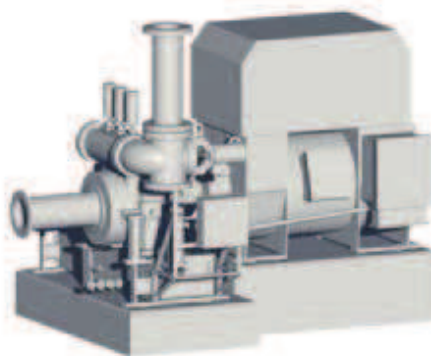


Obrázek 7.3 - Schéma a T-s diagram dohřívacího výměníku

7.6 Expanzní turbína SST060 Siemens

Dohřátý zemní plyn o tlaku 2,1 MPa proudí do vstupního hrdla expanzní turbíny, kde se transformuje tlaková a kinetická energie na mechanickou práci. Zemní plyn z tlaku 2,1 MPa a teplotě 250 °C expanduje na tlak 0,63 MPa a teplotu 183 °C. Mechanická energie z expanzní turbíny se transformuje na elektrickou energii v generátoru. Pro kogenerační jednotku jsem navrhl turbínu společnosti Siemens, s. r. o. typ SST060. Jedná se o plynovou expanzní turbínu společnosti Siemens, s. r. o. Je to parní turbína, která se může provozovat jako protitlaká nebo kondenzační turbína. Tato turbína je vhodná pro ORC cykly, nebo pro expanzi plynů. Lze ji provozovat i pro syté páry. Turbína je vybavena elektronickým regulátorem SIEMENS SC900, která reguluje konstantní frekvenci

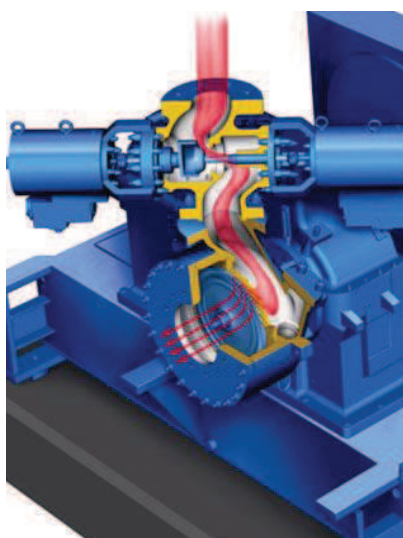
poháněného zařízení. Mezi turbínou a generátorem je převodovka s pružnou spojkou. Lopatkování této turbíny je rovnotlaký stupeň, viz obrázek 7.6.



Obrázek 7.4 – Model expanzní turbíny SST-060 [19]



Obrázek 7.5 – Expanzní turbína SST-060 [19]



Obrázek 7.6 – Proudění ZP v expanzní turbíně SST-060 [19]

Technické parametry turbíny SST-060

Vstupní tlak	2 100	[kPa]
Vstupní teplota	250	[°C]
Výstupní tlak	630	[kPa]
Výstupní teplota	183	[°C]
Jmenovitý objemový průtok	20 000	[Nm ³ .h ⁻¹]
Otáčky turbíny	14 625	[ot.min ⁻¹]
Výstupní výkon na spojce	720	[kW]
Výstupní výkon na svorkách	695	[kW]
Rozsah vstupního tlaku	1 890 – 2 310	[kPa]
Rozsah vstupní teploty	240 – 260	[°C]
Rozsah výstupního tlaku	530 – 730	[kPa]
Adiabatická účinnost	65	[%]

Expandovaný zemní plyn na tlak 0,63 MPa a teplotou 183 °C, proudí do rekuperačního výměníku, kde předá své teplo vstupnímu zemnímu plynu. Expandovaný plyn proudí z rekuperačního výměníku o tlaku 0,6 MPa a teplotě 30 °C přes dva uzavírací ventily do výstupního potrubí redukční části kogenerační jednotky. Mezi uzavírací ventily jsou vloženy dva kusy odvzdušňovacích ventilů pro bezpečné odstavení celé redukční části kogenerační jednotky. Z výstupního potrubí redukční části kogenerační jednotky je odebírán plyn pro hlavní i záložní kotel. Potrubí zemního plynu pro hlavní i záložní kotel je vybaveno měřením průtoku.

7.7 Záložní kotel

Záložní kotel bude v provozu pouze v případě poklesu teploty topné vody na vstupu do ohříváče plynu záložní a havarijní větve. Záložní kotel je dimenzován pouze na jmenovitý průtok zemního plynu a redukci tlaku zemního plynu škrcením. Původně jsem uvažoval, že by záložní kotel sloužil i jako zdroj tepla pro spotřebu v okolí při odstavení hlavní větve. Od tohoto záměru jsem nakonec upustil. Předpokládám minimální provoz hlavního kotle i při odstavení hlavní větve redukční části kogenerační jednotky. Hlavní

kotel se bude odstavovat pouze v případě plánované opravy nebo poruše na topné části kogenerační jednotky.

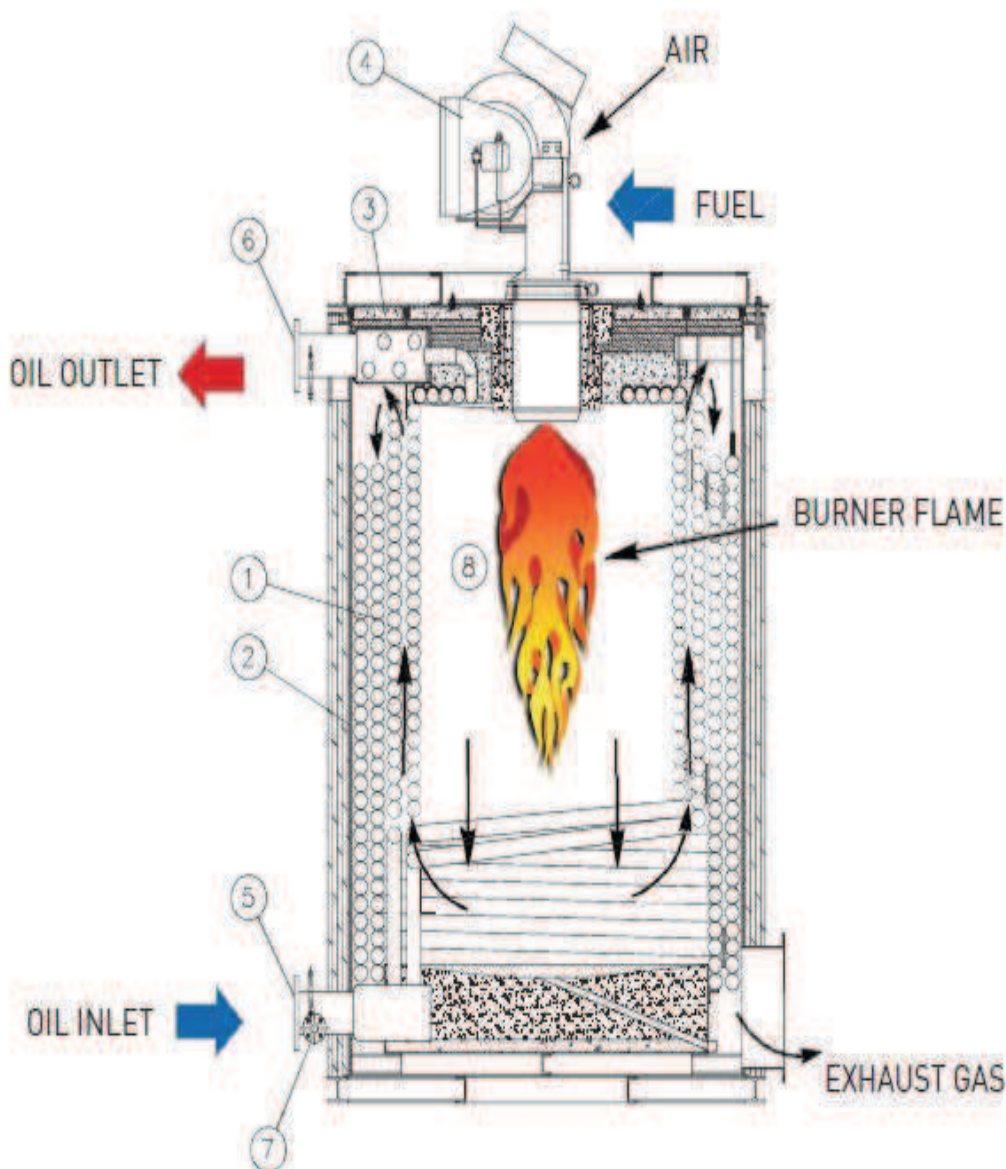
7.8 Hlavní kotel

Při navrhování kogenerační jednotky jsem původně uvažoval o kotli HT 1000. Po jednání se společností GARANT Olomouc, s. r. o. navrhuji použití kotle OMV 1000. Při popisu kotle jsem vycházel z podkladů společnosti GARANT Olomouc, s. r. o. Jedná se o stojatý kotel, pro ohřev termo oleje s teplotou varu 356 °C. Jednou z úprav pro použití kotle OMV 1000 v kogenerační jednotce je úprava sání. Kotel má standardně sání spalovacího vzduchu pomocí vlastního ventilátoru, který tvoří hořák kotle. V kogenerační jednotce navrhuji odsávání spalovacího vzduchu z prostoru krytu turbíny pro zamezení uniku zemního plynu mimo kryt turbíny a předehřev spalovací pro využití tepla spalin. Proto je sání ventilátoru hořáku upraveno pro napojení potrubí odsávání a předehřevu spalovacího vzduchu. Potrubí spalovacího vzduchu je vybaveno ventilátorem, který pokryje tlakové ztráty v potrubí spalovacího vzduchu a ohříváči spalovacího vzduchu.



Obrázek 7.7 – Foto kotle OMV [18]

Pro ohřev termo oleje proudí spaliny ze spalování paliva přes spirálové trubkovnice do dolního odvodu spalin. Teplota spalin z kotle je 300 ± 50 °C, proto se v dizertační práci zabývám dalším využitím tepla spalin. Nižší teplotu spalin není reálné dosáhnout, protože teplota vratného topného oleje je přibližně 250 °C. Regulace výkonu kotle OMV 1000 je nastavena od výrobce na teplotu výstupního oleje z kotle. Pro potřeby kogenerační jednotky je regulace kotle podřízena regulací celé kogenerační jednotky. Pro potřeby kogenerační jednotky je kotel upraven pro spalování zemního plynu nebo bioplynu, který je vyčištěn na kvalitu CNG.

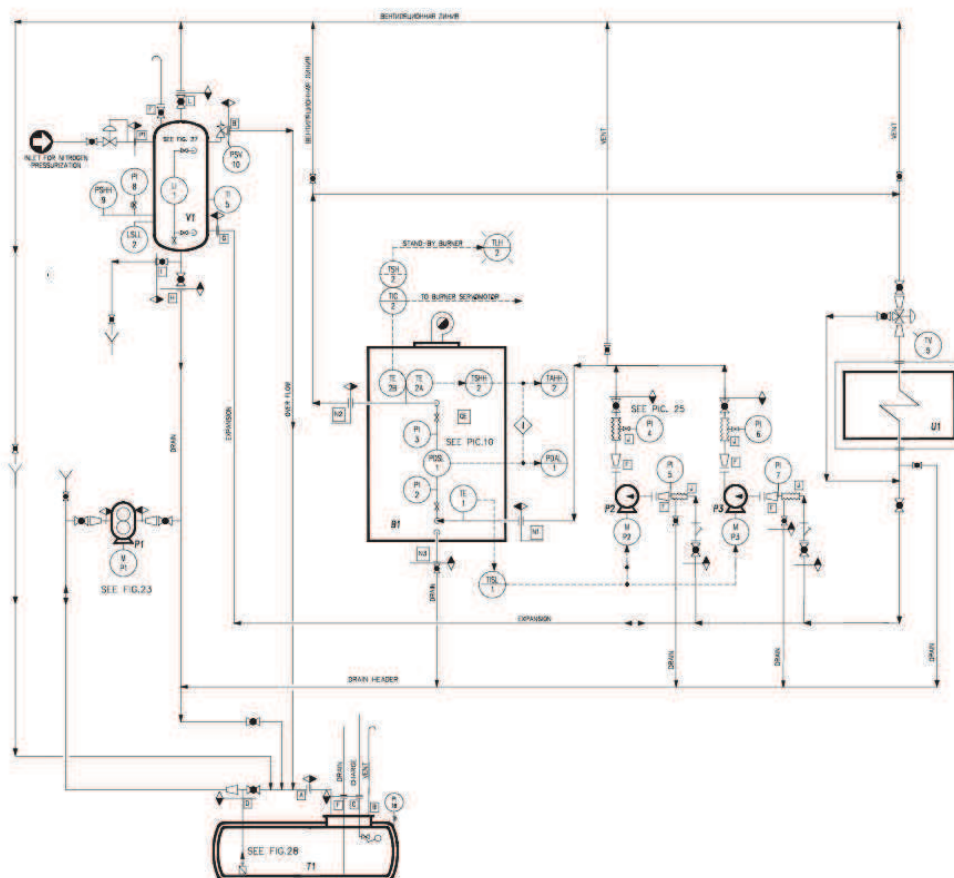


Obrázek 7.8 – Řez kotlem OMV [18]

1 – trubkovnice termo oleje, 2 – stěna kotle, 3 – horní víko, 4 – hořák, 5 – přívod termo oleje, 6 – odvod termo oleje, 7 – výpust termo oleje, 8 – spalovací komora

Technické parametry turbíny kotle OMV1000

Tepelný výkon	1 000	[Mcal.h ⁻¹]
Tepelný výkon	1 200	[kW]
Účinnost při 100% výkonu	88	[%]
Účinnost při 75% výkonu	88,5	[%]
Maximální teplota termo oleje	350	[°C]
Tlaková ztráta termo oleje v kotli	1,4	[bar]
Délka kotle	1 880	[mm]
Šířka kotle	1 600	[mm]
Výška kotle	3 350	[mm]
DN vstupní příruby termo oleje	100	[mm]
DN výstupní příruby termo oleje	100	[mm]
DN vypouštěcí příruby termo oleje	25	[mm]
DN vstupní příruby zemního plynu	2	[“]
DN kouřovodu	400	[mm]
Množství termo oleje v kotli	418	[l]
Hmotnost prázdného kotle	2 700	[kg]
Minimální tlak spalovacího plynu	0,1	[bar]
Spotřeba zemního plynu při 100% výkonu	133,7	[Nm ³ .h ⁻¹]
Spotřeba zemního plynu při 75% výkonu	99,7	[Nm ³ .h ⁻¹]
Elektrický příkon kotle	2,2	[kW]
Průtok oběhového čerpadla termo oleje	60	[m ³ .h ⁻¹]
Dopravní výška oběhového čerpadla termo oleje	40	[m]
Elektrický příkon oběhového čerpadla	6,8	[kW]



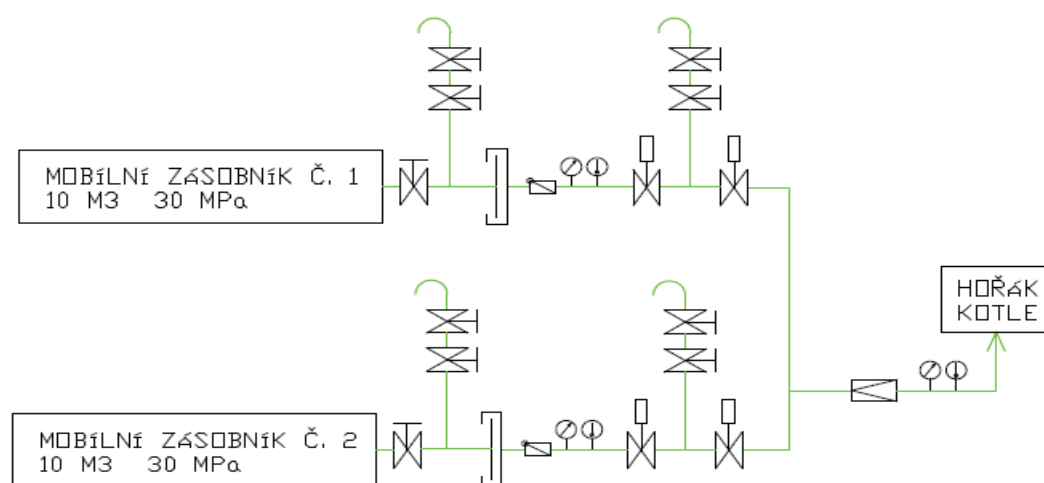
Obrázek 7.9 – Schéma zapojení kotle OMV [18]

7.9 Bio plynová větev

V redukční stanici zemního plynu, lze bioplyn využít k získání potřebného tepla a pro nutný přehřev zemního plynu před vstupem do expanzní turbíny. K upřednostnění použití bioplynu před spalováním biopaliva v tuhé formě mě vede požadavek minimalizace obsluhy zdroje tepla. Navrhuji v blízkosti redukční stanice vybudovat tlakový zásobník. Kapacita tohoto zásobníku bude na několikadenní provoz. Pro stlačení biopaliva na potřebný tlak bude sloužit plicí kompresorová stanice. Přečerpávání biopaliva z autocisterny do zásobníku bude zajišťovat zaškolený řidič cisterny. Do hořáku kotle bude bioplyn veden přes škrtící regulační ventil, čímž se dosáhne rovnoměrného vstupního tlaku bioplynu do hořáků. Pro případ nedostatku bioplynu bude hořák vybaven možností spalování zemního plynu, aby nedošlo k přerušení dodávky tepla pro ohřev plynu. Výhodou spalování bioplynu před spalováním zemního plynu jsou nižší provozní náklady. Spotřeba plynu nutného na přehřev je závislá na průtočném množství zemního plynu, který je v zimních měsících několika násobně vyšší než v letních

měsících. Výroba bioplynu je v průběhu roku konstantní, proto bude nutné navrhnout řešení skladování bioplynu.

Další možnou variantou je použití kontejnerových zásobníků. Zásobování bude na obdobném principu, jako u standardních tlakových láhví propan butanu s tím rozdílem, že objem kontejneru by byl 10 m³. Minimální množství mobilních kontejnerů bioplynu u redukční stanice jsou dva. Jeden bude v provozu a druhý bude připraven na plynulé automatické přepojení. Po vyprázdnění kontejneru se automaticky vyšle signál do dispečinku, který zajistí výměnu prázdného kontejneru za plný. Tuto výměnu zajistí zaškolený řidič. Výhodou této varianty je možnost skladování stlačeného bioplynu. Hlavní výhodou je, že nebude nutná energie na přečerpávání bioplynu z mobilního zásobníku do stacionárního zásobníku u redukční stanice. V tomto případě by redukční stanice nebyla vybavena stacionárním zásobníkem a kompresorovou stanicí. Pouze by byla vybavená zařízením pro napojení dvou mobilních kontejnerů s automatickým řízením v závislosti na tlaku v kontejneru.



Obrázek 7.10 – Schéma zařízení pro napojení mobilních kontejnerů

7.10 Okruh termo oleje

Okruh termo oleje je tvořený kotlem OMV 1000, dohřívacím výměníkem, horní atmosférickou expanzní nádobou, dvěma cirkulačními čerpadly a zásobní nádrží. Kotel OMV 1000 ohřeje termo olej na teplotu 300±50 °C, který proudí potrubím do dohřívacího výměníku, kde předá své teplo zemnímu plynu. Z dohřívacího výměníku proudí termo olej při teplotě 250 °C do horní atmosférické expanzní nádrže o objemu 500 litrů. Horní expanzní nádrž je vybavena měřením hladiny termo oleje a slouží také k odlučování

příměsí zemního plynu, které by mohli kontaminovat termo oleje, a to v případě netěsnosti v dohřívacím výměníku. Případný zemní plyn bude odsávaný do sacího potrubí termo kotle pro jeho termickou likvidaci. Horní expanzní nádrž je také vybavena měřením zemního plynu pro signalizaci netěsnosti dohřívacího výměníku a bezpečnostním přepadem do zásobní nádrže v případě překročení maximální hladiny v nádrži. Provozní hladina termo oleje v horní nádrži je +3 m nad dohřívacím výměníkem.

Termo olej z horní expanzní nádrže proudí k dvěma cirkulačním čerpadlům. Jedno je hlavní a druhé záložní. Obě cirkulační čerpadla jsou plynule regulovatelné přes měniče proudů. Cirkulační čerpadla jsou na úrovni podlahy kogenerační jednotky. Před cirkulačními čerpadly je do potrubí termo oleje ještě napojená zásobní nádrž o objemu 15 000 litrů. Zásobní nádrž slouží pro doplňování termo oleje a také pro skladování termo oleje v době opravy okruhu termo oleje. Rezervní prostor pro vypouštění termo oleje v zásobní nádrži je 12 000 litrů, což je objem oleje v dohřívacím výměníku, kotli OMV 1000, expanzní nádrži a potrubí termo oleje. Zásobní nádrž je umístěná pod podlahou kogenerační jednotky pro vypouštění termo oleje samospádem po otevření výpustného ventilu. Doplňování termo oleje ze zásobní nádrže do okruhu termo oleje je pomocí doplňovacího čerpadla a armatur. Společnost GARANT Olomouc, s. r. o. doporučuje použití syntetického oleje pro vysoké teploty, například THERMIOL 66.

Charakteristika	Jednotka	Syntetický olej kapalná fáze	Syntetický olej parní fáze
Maximální pracovní teplota	[°C]	345	400
Bod tuhnutí	[°C]	-32	+12
Bod vzplanutí	[°C]	170	110
Měrná hmotnost při 20 °C	[kg.dm ⁻³]	1,008	1,064
Měrná hmotnost při 300 °C	[kg.dm ⁻³]	0,808	0,818
Měrná tepelná kapacita při 20 °C	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1,568	1,540
Měrná tepelná kapacita při 300 °C	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	2,570	2,314
Teplota samovznícení	[°C]	399	-
Bod varu při tlaku 101 320 Pa	[°C]	359	-
Koeficient tepelné roztažnosti na °C		0,0009	-

Tabulka 7.2 – Parametry termo oleje dle podkladu společnosti GARANT Olomouc, s. r. o.

7.11 Okruh spalin

Teplota spalin z kotle OMV 1000 je 300 ± 50 °C, což představuje velkou komínovou ztrátu a ztrátu z nevyužitého kondenzačního tepla vodní páry, která vznikne spalováním metanu. Z důvodu teploty vratného termo oleje do kotle 250 °C, nelze snížit teplotu spalin pod teplotu 300 ± 50 °C. Jeden kubík metanu se spalováním transformuje na dva kubíky vodní páry. V kogenerační jednotce se teplota spalin musí snížit mimo kotel. Kogenerační jednotka je vybavena třemi větvemi. Průtok spalin jednotlivými větvemi je řízen třemi samostatnými klapkami, kdy pro každou větev existuje samostatná klapka. Toto řešení umožňuje rozdělení proudu spalin mezi jednotlivé větve dle aktuálních potřeb. První větev je přímo do komína. V této větvi budou spaliny proudit při najíždění, odstavování a přebytku tepla. Proudění spalin první větví bude snižovat celkovou účinnost kogenerační jednotky z důvodu komínové ztráty. Druhá a třetí větev je vybavena výměníky tepla pro využití tepla spalin. Druhá větev je pro transformaci tepla spalin k ohřátí topné vody v topném okruhu kogenerační jednotky. Vzhledem k tomu, že v této větvi předpokládám využití i kondenzačního tepla vodní páry ze spalování metanu, musí být výměník tepla navržen jako kondenzační. Odvod kondenzátu je navržen do zásobní nádrže doplňovací vody topného okruhu. Třetí větev je pro transformaci tepla spalin k ohřátí spalovacího vzduchu kotle, kdy tato větev bude provozována v případě, že spotřeba tepla v místě zdroje bude menší než výroba tepla v druhé větvi. Z předpokladu minimální teploty stěny 150 °C nemusí být tento výměník navržen jako kondenzační. Všechny tři větve spalin budou zaústěny do jednoho komína. Komín je navržen jako kondenzační, protože zde bude docházet ke kondenzaci vodní páry ze spalin. Dimenze kouřovodu je DN 400, pouze kouřovod za výměníkem v druhé větvi je navržen jako kondenzační.

7.12 Okruh topné vody

Kogenerační jednotka je navržena pro snížení tlaku zemního plynu, výrobu elektrické energie a výrobu tepla. Okruh tepla je tvořen výměníkem tepla pro využití tepla spalin, cirkulačním čerpadlem, spotřebiči tepla, které jsou mimo kogenerační jednotku a pojišťovacím ventilem. Okruh topné vody není vybaven akumulací nádobou pro 100% kapacitu tepelné roztažnosti topné vody. Teplota topné vody z tepelného výměníku je 90 °C a tlak 0,5 MPa. Teplota vratné topné vody do výměníku tepla je 70 °C a tlak 0,3 MPa před cirkulačním čerpadlem. Cirkulační čerpadlo zvýší tlak topné vody na 0,55 MPa. Topný okruh je navržen na maximální tlak 0,6 MPa, proto je pojišťovací ventil navržen na otevírací tlak 0,6 MPa. Regulace tlaku v topném okruhu je řešena vypouštěním a

doplňováním topné vody. Při překročení tlaku topné vody za výměníkem tepla nad 0,55 MPa se otevře vypouštěcí ventil a topná voda bude odpuštěna do zásobní nádrže kondenzátu. Při poklesu tlaku topné vody za výměníkem tepla pod 0,5 MPa se vypouštěcí ventil uzavře. Při poklesu tlaku topné vody před cirkulačním čerpadlem pod hodnotu 0,3 MPa se otevře napouštěcí ventil a topná voda se doplní ze zásobní nádrže kondenzátu. Při tlaku topné vody před cirkulačním čerpadlem 0,35 MPa se ventil doplňování uzavře.

7.13 Okruh kondenzátu a doplňování topné vody

Okruh kondenzátu a doplňování se skládá ze šesti větví a zásobní nádrže o objemu 5 000 litrů, která je umístěna pod podlahou kogenerační jednotky. První větev je pro doplňování zásobní nádrže z rozvodu pitné vody. Doplňování zásobní nádrže pitnou vodou předpokládám minimální, protože za provozu kogenerační jednotky vznikne dostatečné množství vody z kondenzace vodní páry ve spalínách. Druhá větev je pro odvod přebytečné vody ze zásobní nádrže přepadem nad maximální hladinou. Vypouštění je vedeno ze dna zásobní nádrže do potrubí přepadu, vypouštěcí potrubí je vybaveno uzavírací armaturou. Třetí větev slouží pro odvod kondenzátu z kondenzačního výměníku tepla do zásobní nádrže. Kondenzační výměník je vybaven odvaděčem kondenzátu. Čtvrtá větev slouží pro odvod kondenzátu z kondenzačního komína do zásobní nádrže. Kondenzační komín je rovněž vybaven odvaděčem kondenzátu. Pátá větev slouží pro doplňování topné vody ze zásobní nádrže. Doplňovací větev je vybavená doplňovacím čerpadlem a je vedena z minimální hladiny zásobní nádrže do potrubí topné vody před cirkulační čerpadlo. Doplňovací čerpadlo zvyšuje tlak doplňovací vody na 0,35 MPa. Šestá větev slouží k odvodu topné vody z topné větve v případě překročení tlaku nad 0,55 MPa. Do šesté větve je zaústěno potrubí z pojistného ventilu topného okruhu. Pro výpočet množství vody a tepla v závislosti na procentuální kondenzaci vodní páry (α), při jmenovitém výkonu kotle jsem vypočítal dle vzorce 7.1 a výsledky shrnul v tabulce 7.3.

$$1200 \text{ kWh} \square (224 \text{ kg } H_2O \times \alpha) + (544 \text{ MJ} \times \alpha) \quad (7.1)$$

Procentuální kondenzace [%]	Množství kondenzátu [kg.h ⁻¹]	Množství tepla [MJ]
10	22,4	54,4
20	44,8	108,8
30	67,2	163,2
40	89,6	217,6
50	112	272,0
60	134,4	326,4
70	156,8	380,8
80	179,2	435,2
90	201,6	489,6
100	224,0	544,0

Tabulka 7.3 – Množství vody a tepla v závislosti na procentu kondenzace vodní páry

7.14 Kondenzační komín

Komín pro kogenerační jednotku je navržen jako kondenzační z důvodu částečné kondenzace vodních par ve spalinách. Součástí komínu je i odváděč kondenzátu. Výška komínu je 15 metrů. Průměr vnitřní vložky komínu je DN 400. Vnitřní vložka je vyrobená z materiálu 1.4541. Rozměr vložky je 404 mm x 400 mm x 15000 mm. Průměr vnější části komínu je DN 450 a je z materiálů S 235. Rozměr vnější části komínu je 457 mm x 10 mm x 15000 mm. Mezi vnější částí komínu a vnitřní vložkou je vložena izolace z minerální vaty o tloušťce 30 mm.

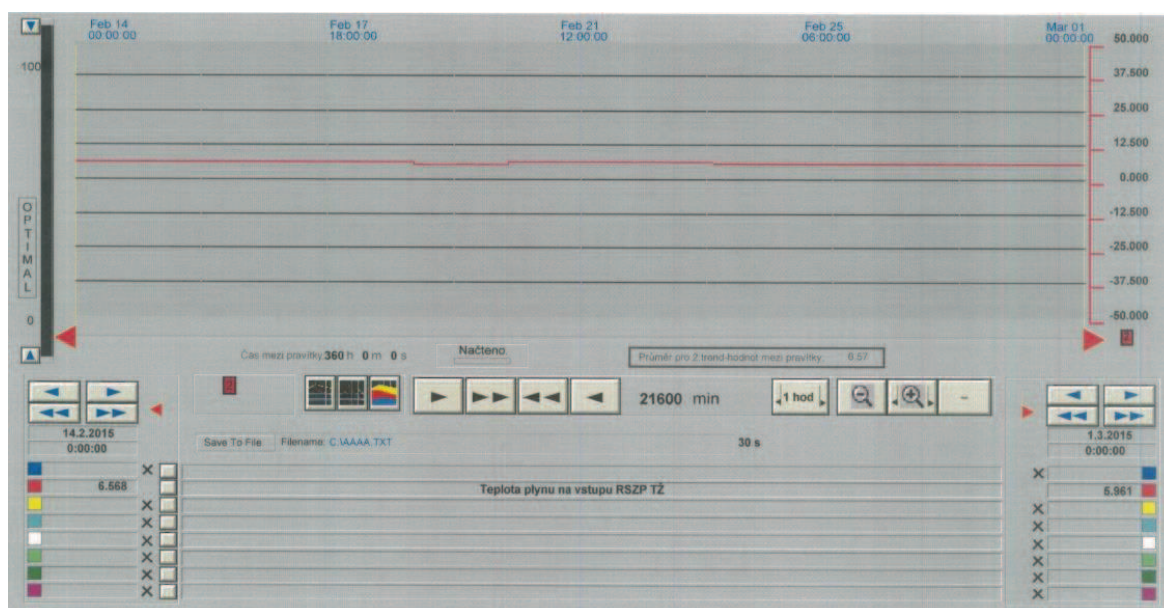
Na vnější části komínu je navařena spirála z ploché oceli o rozměrech 100 mm x 5 mm, a to z důvodu zamezení kmitání a destrukce komínu vlivem Karmanových proudů.

7.15 Parametry zemního plynu současné redukční stanice 1

Na základě jednání se současným provozovatelem redukční stanice pro areál Třineckých železáren, a. s., kterým je společnost Energetika Třinec, a. s., mi byly poskytnuty grafy parametrů vstupního zemního plynu do redukční stanice. Jedná se o teplotu, tlak a průtok za normálních podmínek. Hodnoty v grafech jsou za období druhé poloviny února 2015 a denní graf je ze dne 20. února 2015. Řídicí systém umožňuje zobrazit hodnoty pro každou křivku grafu samostatně, proto pro 14. denní období jsou první tři grafy. Protože se jedná o hutní podnik, je spotřeba (průtok) zemního plynu po

dobu celého roku podobný. Vypracování grafů v delším časovém pásmu by bylo nečitelné.

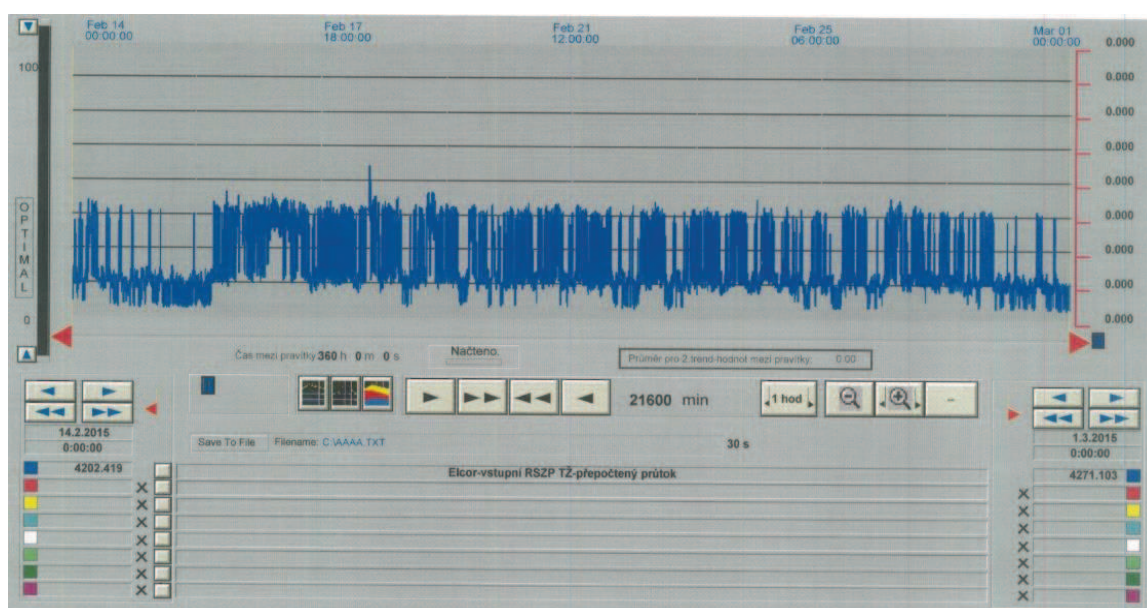
Jak je vidět z grafů je teplota vstupního zemního plynu po celou dobu konstantní a je mírně závislá na teplotě okolní půdy a pohybuje se v rozmezí od 6 °C – 14 °C. Tlak vstupního zemního plynu je rovněž v průběhu roku konstantní a je v rozmezí 2,1 MPa – 2,25 MPa. Průtok zemního plynu je závislý na provozu jednotlivých hutních agregátů. Průtok zemního plynu je v rozmezí 5 000 Nm³.h⁻¹ – 16 000 Nm³.h⁻¹. V této redukční stanici se redukuje tlak zemního plynu na 0,6 MPa.



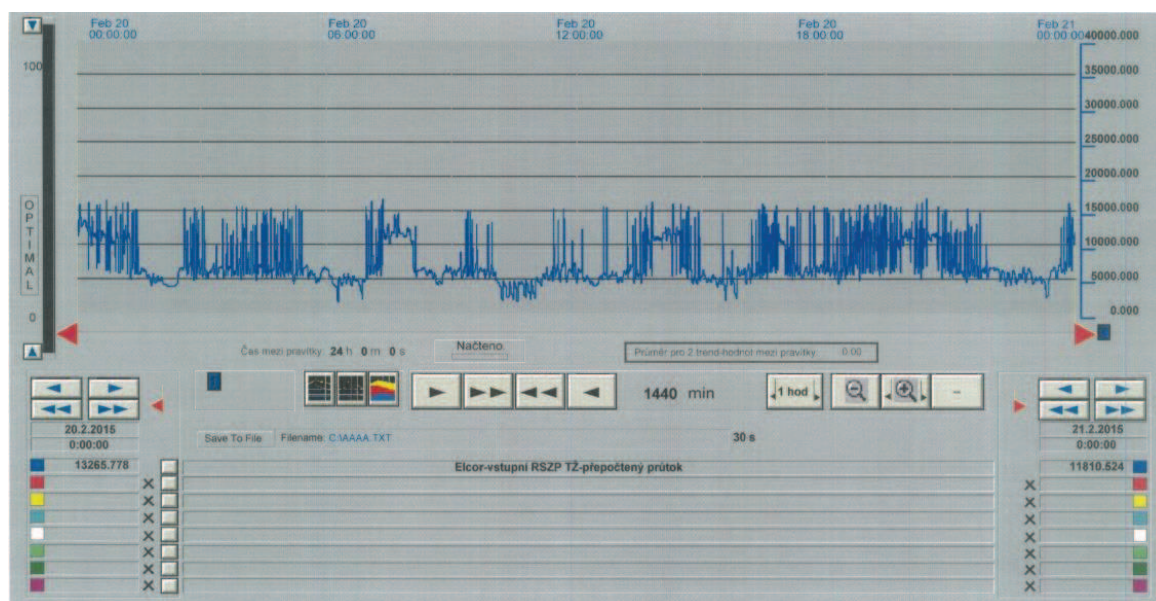
Obrázek 7.11 – Graf vstupní teploty ZP do redukční stanice 1 [ET, a. s.]



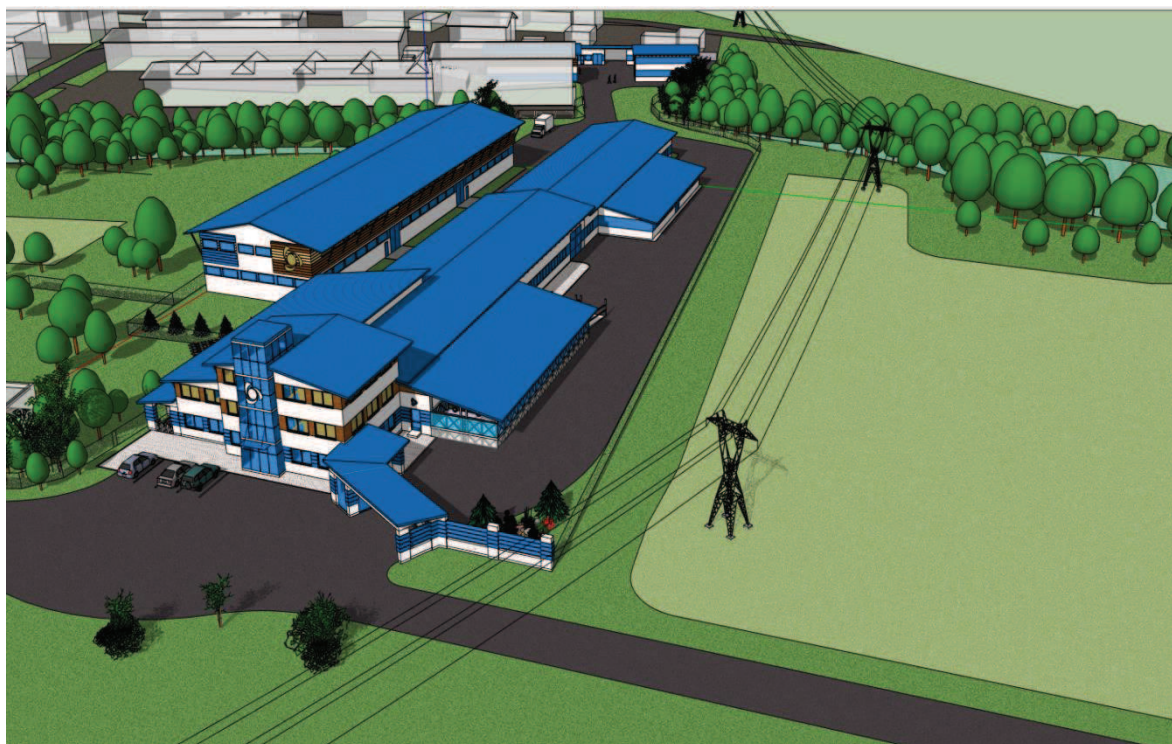
Obrázek 7.12 – Graf vstupního tlaku ZP do redukční stanice 1 [ET, a. s.]



Obrázek 7.13 – Graf průtoku ZP do redukční stanice 1 [ET, a. s.]



Obrázek 7.14 – Graf denního průtoku ZP do redukční stanice 1 [ET, a. s.]

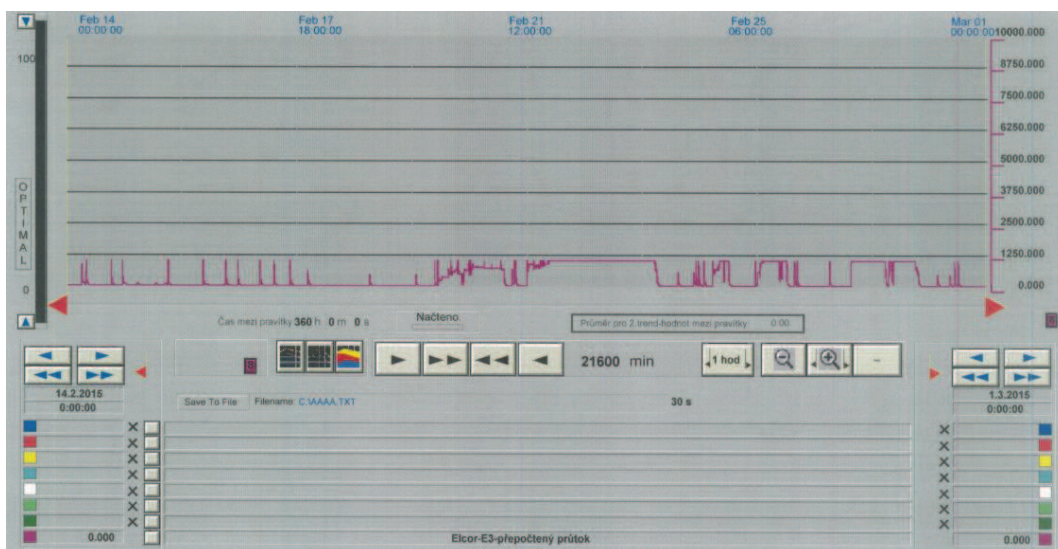


Obrázek 7.15 – Grafický návrh budovaného areálu firmy ENEZA, s. r. o. [ENEZA s. r. o.]

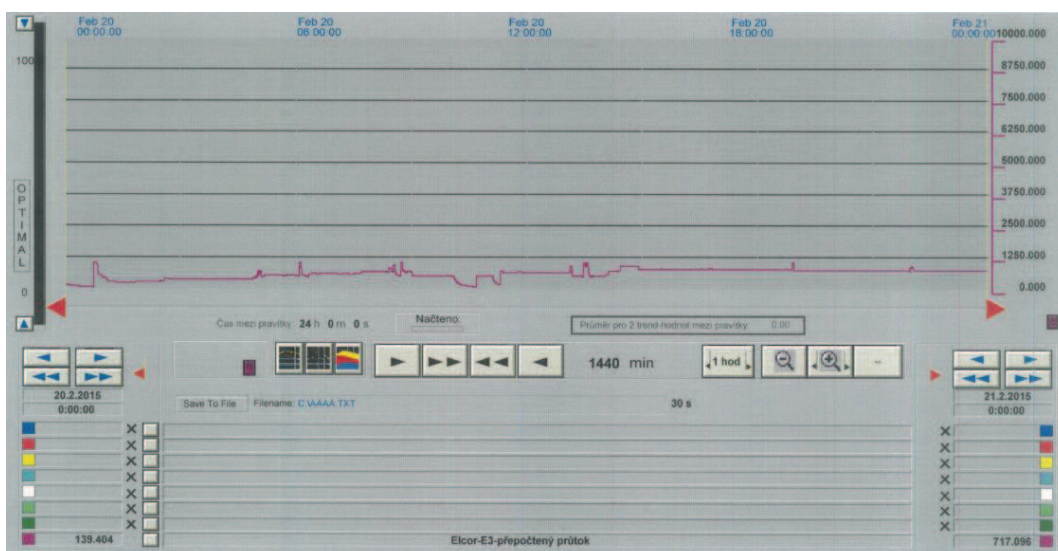
7.16 Parametry zemního plynu současné redukční stanice 2

Společnost Energetika Třinec, a. s. provozuje ještě druhou redukční stanici, která slouží pro redukci tlaku zemního plynu z tlaku 2,2 MPa na tlak 0,3 MPa. Tato redukční stanice slouží pouze pro potřeby elektrárny E III. Teplota a tlak vstupního zemního plynu je shodná s hodnotami z redukční stanice 1, protože přívod plynu je ze stejného potrubí a vzdálenost mezi stanicemi je přibližně 500 metrů. Průtok zemního plynu je zde menší a odpovídá potřebám elektrárny E III. Z tohoto důvodu vybudování kogenerační jednotky s přehřevem nad 150 °C by zde bylo neekonomické, ale stojí za zvážení, využít tuto redukční stanici pro výrobu chladu. Veškerý zde vyrobený chlad by šlo použít pro chlazení v elektrárně E III. Další variantou by bylo prodávat zde vyrobený chlad společnosti Linde Gas, a. s., která je od této redukční stanice vzdálená přibližně 1 000 metrů. Společnost Linde Gas, a. s. potřebuje chlad pro zkapalňování vzduchu, a výrobu kyslíku a dusíku.

Výhodou redukční stanice uspořádanou pro výrobu chladu je, že tato stanice jednak vyrábí chlad, ale i elektrickou energii. Provedl jsem výpočty výroby chladu a elektrické energie v závislosti na průtoku zemního plynu. Ve sledovaném období od 14. 2. 2015 do 1. 3. 2015 byl průtok zemního plynu v redukční stanici 2 v rozmezí od 0 Nm³.h⁻¹ do 1 000 Nm³.h⁻¹ v závislosti na výrobě hutních plynů. Zemní plyn je na elektrárně E III používán jako stabilizační palivo.



Obrázek 7.16 – Graf průtoku ZP do redukční stanice 2 [ET, a. s.]

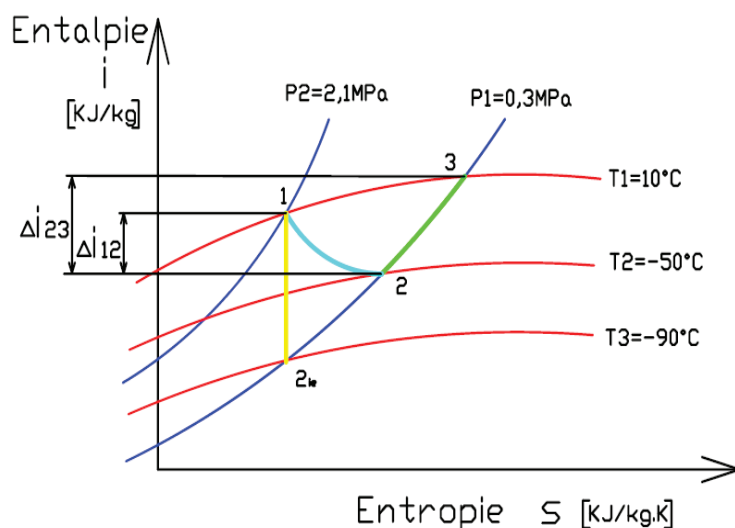


Obrázek 7.17 – Graf denního průtoku ZP do redukční stanice 2 [ET, a. s.]

Vzorce 7.2 jsem použil pro výpočet výkonu generátoru, vzorec 7.3 pro výpočet výkonu výměníku tepla při redukci tlaku zemního plynu. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 7.5 a grafu na obrázku 7.19.

$$P_G = |i_2 - i_1| * m * \eta_G \quad [kJ.s^{-1}] \quad (7.2)$$

$$P_V = |i_3 - i_2| * m * \eta_V \quad [kJ.s^{-1}] \quad (7.3)$$

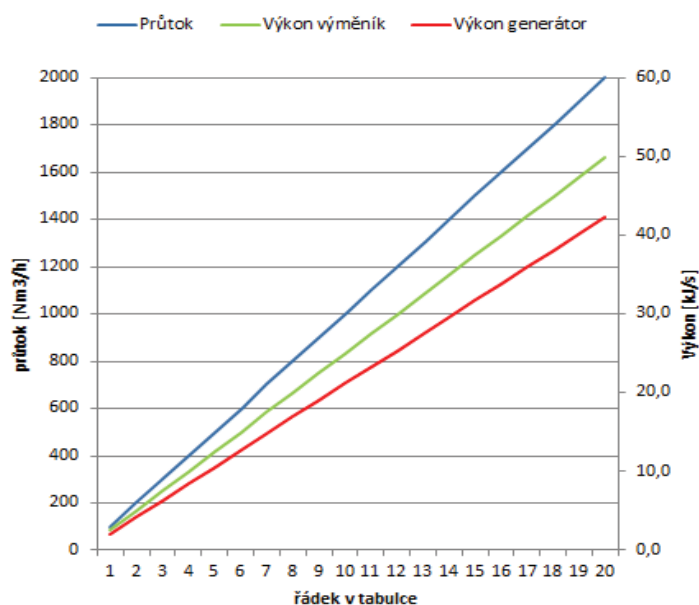


Obrázek 7.18 – I-s diagram expanzní turbíny pro výrobu chladu

bod 1 – vstup zemního plynu do expanzní turbíny; bod 2 – výstup zemního plynu z expanzní turbíny; bod 3 – výstup zemního plynu z výměníku tepla; bod 2ie – výstup zemního plynu z expanzní turbíny při izoetropické expanzi

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ.kg ⁻¹]	Entropie [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
1	10	2,1	-57,1	-1,77
2	-49	0,3	-166,9	-1,35
2ie	-89	0,3	-252,5	-1,77
3	10	0,3	-37,4	-0,84

Tabulka 7.4 – Hodnoty pro i-s diagram (obrázek 7.18) dle programu EES



Obrázek 7.19 – Graf výkonu výměníku chladu a generátoru v závislosti na průtoku

Průtok [Nm³.h⁻¹]	Průtok [kg.s⁻¹]	Entalpie v bodě 1 [kJ.kg⁻¹]	Entalpie v bodě 2 [kJ.kg⁻¹]	Entalpie v bodě 3 [kJ.kg⁻¹]	Výkon generátoru [kJ.s⁻¹]	Výkon výměníku chladu [kJ.s⁻¹]
100	0,020	-57,1	-166,9	-33,7	2,1	2,5
200	0,041	-57,1	-166,9	-33,7	4,2	5,0
300	0,061	-57,1	-166,9	-33,7	6,3	7,5
400	0,081	-57,1	-166,9	-33,7	8,5	10,0
500	0,101	-57,1	-166,9	-33,7	10,6	12,5
600	0,122	-57,1	-166,9	-33,7	12,7	15,0
700	0,142	-57,1	-166,9	-33,7	14,8	17,5
800	0,162	-57,1	-166,9	-33,7	16,9	20,0
900	0,183	-57,1	-166,9	-33,7	19,0	22,5
1000	0,203	-57,1	-166,9	-33,7	21,2	24,9
1100	0,223	-57,1	-166,9	-33,7	23,3	27,4
1200	0,243	-57,1	-166,9	-33,7	25,4	29,9
1300	0,264	-57,1	-166,9	-33,7	27,5	32,4
1400	0,284	-57,1	-166,9	-33,7	29,6	34,9
1500	0,304	-57,1	-166,9	-33,7	31,7	37,4
1600	0,324	-57,1	-166,9	-33,7	33,8	39,9
1700	0,345	-57,1	-166,9	-33,7	36,0	42,4
1800	0,365	-57,1	-166,9	-33,7	38,1	44,9
1900	0,385	-57,1	-166,9	-33,7	40,2	47,4
2000	0,406	-57,1	-166,9	-33,7	42,3	49,9

Tabulka 7.5 – Příkon výměníku chladu a generátoru v závislosti na průtoku

8. Výpočty parametrů zemního plynu

Výhodou přehřevu zemního plynu na vysokou teplotu před redukcí tlaku v expanzní turbíně, je několikanásobně vyšší množství vyrobené elektrické energie v porovnání s přehřevem zemního plynu před expanzní turbínou o shodném průtočném množství, ale přehřevem na nízkou teplotu. Z důvodu minimalizování tlakových ztrát budu ve výpočtech volit rychlost zemního plynu kolem 10 m.s^{-1} .

8.1 Vzor výpočtu skutečného objemového množství proudícího ZP

Výpočet objemového množství zemního plynu při teplotě 283,15 K a tlaku 2,2 MPa

V	Skutečný objemový průtok zemního plynu	?	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
V_N	Objemový průtok ZP za normálních podmínek	20000	$[\text{Nm}^3.\text{h}^{-1}]$
V_N	Objemový průtok ZP za normálních podmínek	5,556	$[\text{m}^3_N.\text{s}^{-1}]$
T	Teplota zemního plynu	283,15	[K]
T_N	Teplota zemního plynu normální	273,15	[K]
p	Tlak zemního plynu	2,2	[MPa]
p_N	Tlak zemního plynu normální	0,101325	[MPa]

$$V = V_N \times \frac{p_N}{p} \times \frac{T}{T_N}$$

$$V = 5,556 \times \frac{0,101325}{2,2} \times \frac{283,15}{273,15} \quad [\text{m}^3.\text{s}^{-1}] \quad (8.1)$$

$$V = 0,254 \quad [\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$$

Průtok ZP normální [Nm³.h⁻¹]	Teplota ZP [°C]	Tlak ZP [MPa]	Průtok ZP skutečný [m³.s⁻¹]
20 000	10	0,1	5,556
20 000	10	2,2	0,254
20 000	160	2,15	0,397
20 000	250	2,1	0,490
20 000	300	2,1	0,537
20 000	180	0,63	1,279
20 000	230	0,63	1,421
20 000	30	0,6	0,893

Tabulka 8.1 – Skutečné průtočné množství ZP v závislosti na teplotě a tlaku

8.2 Vzor výpočtu minimální světlosti potrubí ZP

Výpočet minimální světlosti potrubí při průtoku 0,265 m³.s⁻¹

d	Minimální světlost potrubí	?	[m]
V	Skutečný objemový průtok zemního plynu	0,254	[m ³ .s ⁻¹]
v	Doporučená rychlost zemního plynu	10	[m.s ⁻¹]
DN	Doporučená světlost potrubí		[mm]

$$V = \frac{\pi \times d^2}{4} \times v \quad \square \quad d_1 = \sqrt{\frac{4 \times V}{\pi \times v}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0,254}{\pi \times 10}} \quad [m] \quad (8.2)$$

$$d = 0,184 \quad [m] \quad \square \quad DN_1 = 200 \quad [mm]$$

Průtok ZP skutečný [m ³ .s ⁻¹]	Teplota ZP [°C]	Tlak ZP [MPa]	Optimální vnitřní průměr [m]	DN potrubí [-]	PN potrubí [-]	Rozměr potrubí P265 GH [mm]	skutečný vnitřní průměr [mm]
5,556	10	0,1	-	-		-	-
0,254	10	2,2	0,179	200	25	219,1x6,3	206,5
0,397	160	2,15	0,225	250	40	273x7,1	258,8
0,490	250	2,1	0,249	250	40	273x7,1	258,8
0,537	300	2,1	0,261	300	40	323,9x8	307,9
1,279	180	0,63	0,404	400	16	406,4x8	390,4
1,421	230	0,63	0,425	450	16	457x8	441
0,893	30	0,6	0,337	350	10	355,6x7,1	341,4

Tabulka 8.2 – Parametry potrubí ZP v závislosti na teplotě a tlaku

8.3 Vzor výpočtu tloušťky stěny potrubí

Výpočet tloušťky stěny potrubí DN200, teplota plynu do 20°C z materiálu P265GH

D	Průměr trubky vnější	219,1	[mm]
t	Tloušťka stěny trubky	6,3	[mm]
Ks	Mez kluzu při výpočtové teplotě	265	[MPa]
fs	Dovolené namáhání při výpočtové teplotě	176	[MPa]
Δp	Přetlak výpočtový	2,2	[MPa]

$$t_{dov} = \frac{D \times \Delta p}{(2 \times fs - \Delta p) + 2 \times \Delta p}$$

$$t_{dov} = \frac{219,1 \times 2,2}{(2 \times 176 - 2,2) + 2 \times 2,2} \quad (8.3)$$

$$t_{dov} = 1,36 \text{ [mm]} \quad \square \quad \text{vyhovuje}$$

Ocel	100 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C
P 265GH	226 MPa	231 MPa	192 MPa	171 MPa	154 MPa	141 MPa	134 MPa

Tabulka 8.3 – Minimální smluvní mez kluzu v závislosti na teplotě [ČSN EN 10216-2]

<i>Rozměr potrubí P265 GH [mm]</i>	<i>Teplota ZP [°C]</i>	<i>Tlak ZP [MPa]</i>	<i>Smluvní mez kluzu [MPa]</i>	<i>Dovolené namáhání [MPa]</i>	<i>Minimální tloušťka stěny [mm]</i>
219,1x6,3	10	2,2	265	176	1,36
273x7,1	160	2,15	231	154	1,93
273x7,1	250	2,1	171	114	2,61
323,9x8	300	2,1	154	103	3,42
406,4x8	180	0,63	202	134	0,96
457x8	230	0,63	182	121	1,19
355,6x7,1	30	0,6	265	176	0,63

Tabulka 8.4 – Parametry potrubí ZP v závislosti na teplotě a tlaku

9. Zhodnocení dosažených výsledku a aplikace pro praxi

V rámci doktorského studia jsem se věnoval problematice využitelnosti tlakové energie plynu. Úřadem průmyslového vlastnictví je technologie vysokoteplotního přehřevu již chráněna a v současné době se připravuje žádost o ochranu technologie využití tlakové energie ZP pro výroby chladu a elektrické energie.

Využitelnost technologie vysokoteplotního přehřevu má využití při průmyslových areálech, která spotřebovávají zemní plyn, teplo a elektrickou energii. Vyrobená elektrická energie a teplo sníží náklady provozovateli daných areálů za nákup těchto energií.

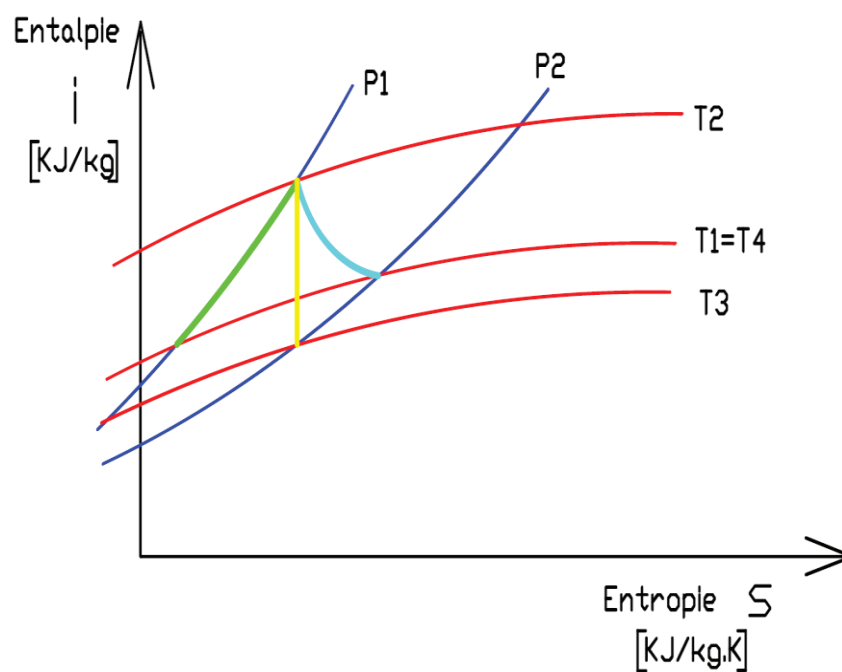
V současné době je tlaková energie zemního plynu mařená škrcením a disertační práci jsem popsal využitelnost této energie. Pro praxi bude určitě zajímavá i technologie výroby chladu a elektrické energie pouhým využitím doposud mařené tlakové energie.

Celoročně lze technologii využití tlakové energie bez přehřevu lze v praxi využít pouze pro výrobu elektrické energie a vyrobený chlad lze využít pro chlazení chladicí vody plynových elektráren. Vysokotlakým potrubím se přivede zemní plyn do blízkosti plynové elektrárny, kde by byly instalována tato technologie pro snížení tlaku zemního plynu na parametry plynového hořáku. Vyrobená elektrická energie zvýší elektrický výkon plynové elektrárny a vyrobený chlad sníží množství mařeného tepla v chladicí věži.

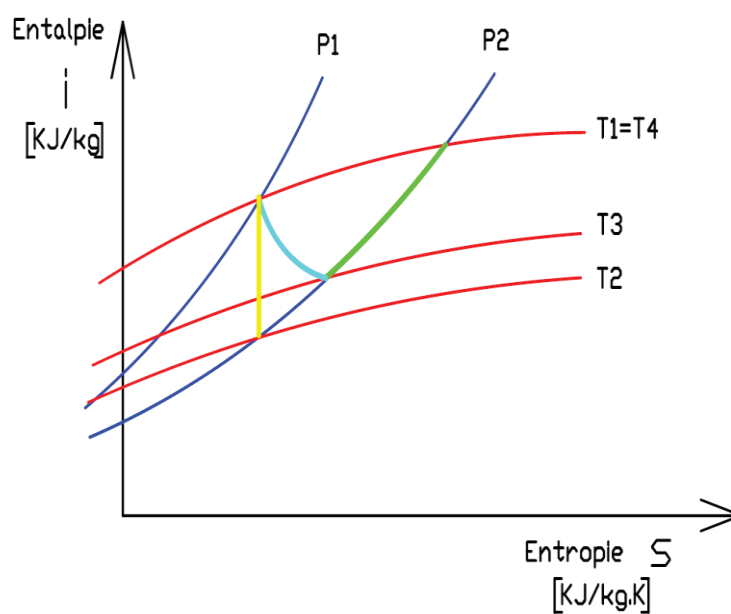
9.1 Aplikace výzkumu využití tlakové energie ZP pro současné redukční stanice

V této a následujících kapitolách sumarizuji dosavadní poznatky z doktorského studia pro konkrétní redukční společnosti RWE, které nám byly poskytnuty při jednáních ve společnosti RWE v rámci studie PRS Děhylov. K dané redukční stanici jsem vypočítal parametry pro nízko teplotní přehřev, vysoko teplotní přehřev a výrobu chladu s elektrickou energií. Výpočty jsem prováděl v programu EES. Výpočty jsem provedl pro různé průtoky do maximálního průtoku dané redukční stanice.

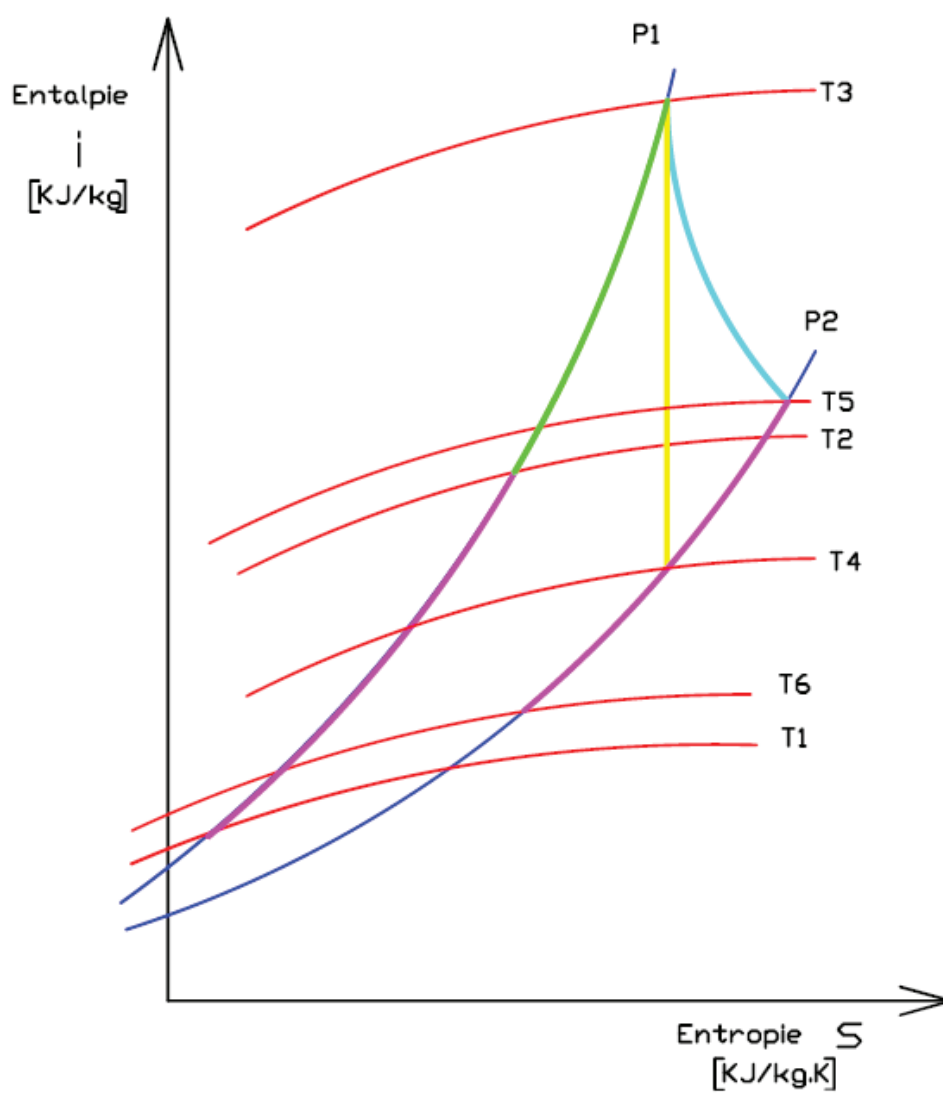
Při výpočtech nízko teplotního přehřevu a výrobě chladu jsem počítal s podmínkou, že vstupní a výstupní teplota zemního plynu bude 10 °C. Při výpočtu vysoko teplotního přehřevu jsem počítal s podmínkou přehřevu na 250 °C. Pro názornost jsem vypracoval i-s diagramy, které jsou na obrázcích 9.1, 9.2 a 9.3.



Obrázek 9.1 – I-s diagram nízko teplotního předehřevu



Obrázek 9.2 – I-s diagram výroby chladu



Obrázek 9.3 – I-s diagram vysoko teplotního přehřevu

9.2 RS Plzeň – Kolová 1

. Parametry pro konkrétní redukční stanici, protože jsou závislé na tlakovém poměru redukce tlaku zemního plynu. Výsledné využitelnosti tlakové energie jsem shrnul do tabulky 9.1.

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev

P_1	Vstupní tlak	3,8 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,3 MPa
M_1	Maximální průtok	40 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	7,588 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po přehřevu	33,3 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-1,5 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost přehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	60,1 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev

P_1	Vstupní tlak	3,8 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,3 MPa
M_1	Maximální průtok	40 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	7,588 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	204,6 °C
T_3	Vstupní teplota po přehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	205,6 °C
T_5	Teplota po expanzi	219,6 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C

N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	54 %

Parametry zemního plynu pro chlad

P ₁	Vstupní tlak	3,8 MPa
P ₂	Výstupní tlak	2,3 MPa
M ₁	Maximální průtok	40 000 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Maximální průtok	7,588 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-23,1 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-12,8 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Předehřev 33 °C		Předehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
5 000	61,2	37,0	141,9	77,2	46,1	33,4
10 000	122,4	74,0	283,8	154,5	92,3	66,7
15 000	183,5	111,0	425,6	231,7	138,4	100,1
20 000	244,7	148,0	567,5	309,0	184,5	133,5
25 000	305,9	184,9	709,4	386,2	230,6	166,8
30 000	367,1	221,9	851,3	463,4	276,8	200,2
35 000	428,2	258,9	993,1	540,7	322,9	233,5
40 000	489,4	295,9	1135,0	617,9	369,0	266,9

Tabulka 9.1 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

9.3 PRS Brno – Podolí

Parametry pro konkrétní redukční stanici, protože jsou závislé na tlakovém poměru redukce tlaku zemního plynu. Výsledné využitelnosti tlakové energie jsem shrnul do tabulky 9.2 větev A, tabulky 9.3 větev B.

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev, větev A

P_1	Vstupní tlak	5,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	3,5 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po přehřevu	29,7 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	1,5 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost přehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	52,8 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev, větev A:

P_1	Vstupní tlak	5,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	3,5 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	210,3 °C
T_3	Vstupní teplota po přehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	214,3 °C
T_5	Teplota po expanzi	225,3 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C

N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	49 %

Parametry zemního plynu pro chlad, větev A

P ₁	Vstupní tlak	5,2 MPa
P ₂	Výstupní tlak	3,5 MPa
M ₁	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-17,1 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-9,5 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Předehřev 30 °C		Předehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
10 000	108,6	57,4	175,5	124,3	83,0	52,1
20 000	217,1	114,7	351,0	248,5	165,9	104,2
30 000	325,7	172,1	526,5	372,8	248,9	156,3
40 000	434,2	229,5	702,0	497,1	331,8	208,4
50 000	542,8	286,8	877,5	621,3	414,8	260,5
60 000	651,3	344,2	1 053,0	745,6	497,7	312,6

Tabulka 9.2 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní předehřev, větev B

P_1	Vstupní tlak	5,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,2 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po předehřevu	50,7 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-10,1 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost předehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	57,6 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní předehřev, větev B

P_1	Vstupní tlak	5,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,2 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	183,2 °C
T_3	Vstupní teplota po předehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	174,2 °C
T_5	Teplota po expanzi	198,2 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N_2	Účinnost předehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %

N₄ Účinnost transformace energie 61,9 %

Parametry zemního plynu pro chlad, větev B

P₁ Vstupní tlak 5,2 MPa
P₂ Výstupní tlak 2,2 MPa
M₁ Maximální průtok 60 000 Nm³.h⁻¹
M₂ Maximální průtok 11,38 kg.s⁻¹
T₁ Vstupní teplota 10 °C
T₂ Teplota po adiabatické expanzi -45,6 °C
T₃ Teplota po expanzi -29,4 °C
T₄ Výstupní teplota 10 °C
N₁ Účinnost expanzní turbíny 60 %
N₂ Účinnost výměníku chladu 90 %
N₃ Účinnost generátoru 95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Přehřev 50 °C		Přehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
10 000	222,5	128,3	415,2	256,8	159,4	106,4
20 000	445,0	256,5	830,3	513,7	318,8	212,7
30 000	667,5	384,8	1 245,5	770,5	478,3	319,1
40 000	890,0	513,1	1 660,7	1 027,3	637,7	425,5
50 000	1 112,5	641,3	2 075,8	1 284,2	797,1	531,8
60 000	1 335,0	769,6	2 491,0	1 541,0	956,5	638,2

Tabulka 9.3 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

9.4 PRS Velké Němčice

Parametry pro konkrétní redukční stanici, protože jsou závislé na tlakovém poměru redukce tlaku zemního plynu. Výsledné využitelnosti tlakové energie jsem shrnul do tabulky 9.4 větev A, tabulky 9.5 větev B.

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev, větev A

P_1	Vstupní tlak	5,1 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,7 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po přehřevu	40,7 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-4,4 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost přehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	55,9 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev, větev A

P_1	Vstupní tlak	5,1 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,7 MPa
M_1	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	196,1 °C
T_3	Vstupní teplota po přehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	193,3 °C
T_5	Teplota po expanzi	211,1 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C

N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	57,6 %

Parametry zemního plynu pro chlad, větev A

P ₁	Vstupní tlak	5,1 MPa
P ₂	Výstupní tlak	2,7 MPa
M ₁	Maximální průtok	60 000 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Maximální průtok	11,38 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-32,2 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-20,0 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Předehřev 41 °C		Předehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobena el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
10 000	167,8	93,8	337,3	194,5	124,0	81,2
20 000	335,7	187,6	674,7	389,0	248,0	162,4
30 000	503,5	281,4	1 012,0	583,5	372,0	243,6
40 000	671,3	375,2	1 349,3	778,0	496,0	324,7
50 000	839,2	469,0	1 686,7	972,5	620,0	405,9
60 000	1 007,0	562,8	2 024,0	1 167,0	744,0	487,1

Tabulka 9.4 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní předehřev, větev B

P_1	Vstupní tlak	5,1 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,2 MPa
M_1	Maximální průtok	90 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	17,07 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po předehřevu	49,9 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-9,6 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost předehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	57,8 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní předehřev, větev B

P_1	Vstupní tlak	5,1 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,2 MPa
M_1	Maximální průtok	90 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	17,07 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	184,4 °C
T_3	Vstupní teplota po předehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	175,9 °C
T_5	Teplota po expanzi	199,4 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N_2	Účinnost předehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %

N₄ Účinnost transformace energie 61,6 %

Parametry zemního plynu pro chlad, větev B

P₁ Vstupní tlak 5,1 MPa
P₂ Výstupní tlak 2,2 MPa
M₁ Maximální průtok 90 000 Nm³.h⁻¹
M₂ Maximální průtok 17,07 kg.s⁻¹
T₁ Vstupní teplota 10 °C
T₂ Teplota po adiabatické expanzi -44,4 °C
T₃ Teplota po expanzi -28,4 °C
T₄ Výstupní teplota 10 °C
N₁ Účinnost expanzní turbíny 60 %
N₂ Účinnost výměníku chladu 90 %
N₃ Účinnost generátoru 95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Přehřev 50 °C		Přehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
15 000	324,7	188,0	611,8	377,2	233,3	156,7
30 000	649,3	376,0	1 223,7	754,3	466,7	313,3
45 000	974,0	564,0	1 835,5	1 131,5	700,0	470,0
60 000	1 298,7	752,0	2 447,3	1 508,7	933,3	626,6
75 000	1 623,3	940,0	3 059,2	1 885,8	1 166,7	783,3
90 000	1 948,0	1 128,0	3 671	2 263	1 400,0	939,9

Tabulka 9.5 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

9.5 RS Olomouc – Slavotínská

Parametry pro konkrétní redukční stanici, protože jsou závislé na tlakovém poměru redukce tlaku zemního plynu. Výsledné využitelnosti tlakové energie jsem shrnul do tabulky 9.6

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev:

P_1	Vstupní tlak	2,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	0,08 MPa
M_1	Maximální průtok	5 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	0,95 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po přehřevu	113,6 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-60,9 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost přehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	77,6 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev:

P_1	Vstupní tlak	2,2 MPa
P_2	Výstupní tlak	0,08 MPa
M_1	Maximální průtok	5 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	0,95 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	97,1 °C
T_3	Vstupní teplota po přehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	38,6 °C
T_5	Teplota po expanzi	112,1 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C

N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	75,2 %

Parametry zemního plynu pro chlad:

P ₁	Vstupní tlak	2,2 MPa
P ₂	Výstupní tlak	0,08 MPa
M ₁	Maximální průtok	5 000 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Maximální průtok	0,95 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-124,6 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-74,8 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Průtok zemního plynu [Nm³.h⁻¹]	Předehřev 114 °C		Předehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
1 500	79,8	62,0	133,1	100,1	46,7	43,0
2 000	106,4	82,6	177,5	133,4	62,2	57,3
2 500	133,1	103,3	221,9	166,8	77,8	71,7
3 000	159,7	124,0	266,3	200,2	93,3	86,0
3 500	186,3	144,6	310,7	233,5	108,9	100,3
4 000	212,9	165,3	355,0	266,9	124,4	114,6
4 500	239,5	185,9	399,4	300,2	140,0	129,0
5 000	266,1	206,6	443,8	333,6	155,5	143,3

Tabulka 9.6 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

9.6 RS Liberec Žibřídice

Parametry pro konkrétní redukční stanici, protože jsou závislé na tlakovém poměru redukce tlaku zemního plynu. Výsledné využitelnosti tlakové energie jsem shrnul do tabulky 9.7

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev

P_1	Vstupní tlak	3,7 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,1 MPa
M_1	Maximální průtok	45 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	8,53 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Teplota po přehřevu	36,0 °C
T_3	Teplota po adiabatické expanzi	-3,2 °C
T_4	Výstupní teplota	10 °C
N_1	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N_2	Účinnost přehřevu	90 %
N_3	Účinnost generátoru	95 %
N_4	Účinnost transformace energie	61,5 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev:

P_1	Vstupní tlak	3,7 MPa
P_2	Výstupní tlak	2,1 MPa
M_1	Maximální průtok	45 000 Nm ³ .h ⁻¹
M_2	Maximální průtok	8,53 kg.s ⁻¹
T_1	Vstupní teplota	10 °C
T_2	Vstupní teplota po rekuperaci	200,9 °C
T_3	Vstupní teplota po přehřevu	250 °C
T_4	Teplota po adiabatické expanzi	202,2 °C
T_5	Teplota po expanzi	215,9 °C
T_6	Výstupní teplota	25 °C

N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	56,5 %

Parametry zemního plynu pro chlad:

P ₁	Vstupní tlak	3,7 MPa
P ₂	Výstupní tlak	2,1 MPa
M ₁	Maximální průtok	45 000 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Maximální průtok	8,53 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-26,9 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-15,3 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Průtok zemního plynu [Nm ³ .h ⁻¹]	Předehřev 36 °C		Předehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Příkon pro předehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
10 000	138,0	83,7	305,8	172,9	101,7	74,7
15 000	207,1	125,6	458,7	259,3	152,5	112,1
20 000	276,1	167,4	611,6	345,8	203,4	149,5
25 000	345,1	209,3	764,4	432,2	254,2	186,8
30 000	414,1	251,1	917,3	518,7	305,1	224,2
35 000	483,2	293,0	1 070,2	605,1	355,9	261,6
40 000	552,2	334,8	1 223,1	691,6	406,8	298,9
45 000	621,2	376,7	1 376,0	778,0	457,6	336,3

Tabulka 9.7 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

9.7 Aplikace výzkumu využití tlakové energie ZP pro spotřebu v ČR

V této kapitole jsem provedl shodné výpočty, ale za předpokladu částečného tlakového spádu v rámci celé České republiky. Ve výpočtech jsem počítal s redukcí tlaku v expanzní turbíně z tlaku 4,5 MPa na tlak 0,6 MPa. Pokles tlaku z 6 MPa na 4,5 MPa je v potrubí z důvodu odporu proudění ve vysokotlakém potrubí a redukce z tlaku 0,6 MPa se by se zrealizovala klasickým škrcením. V tabulce 37 jsem výsledky seřadil dle procentuálního využití průtočného objemu. V roce 2014 byla spotřeba zemního plynu v České republice 7 280 000 000 Nm³.

Parametry zemního plynu pro nízko teplotní přehřev

P ₁	Vstupní tlak	4,5 MPa
P ₂	Výstupní tlak	0,6 MPa
M _R	Roční spotřeba v ČR	7 280 000 000 Nm ³
M ₁	Hodinový průtok	831 050 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Hodinový průtok	157,6 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po přehřevu	92,9 °C
T ₃	Teplota po adiabatické expanzi	-40,5 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost přehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	67,8 %

Parametry zemního plynu pro vysoko teplotní přehřev

P ₁	Vstupní tlak	4,5 MPa
P ₂	Výstupní tlak	0,6 MPa
M _R	Roční spotřeba v ČR	7 280 000 000 Nm ³
M ₁	Hodinový průtok	831 050 Nm ³ .h ⁻¹

M ₂	Hodinový průtok	157,6 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Vstupní teplota po rekuperaci	126,8 °C
T ₃	Vstupní teplota po předehřevu	250 °C
T ₄	Teplota po adiabatické expanzi	87,3 °C
T ₅	Teplota po expanzi	141,8 °C
T ₆	Výstupní teplota	25 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	68 %
N ₂	Účinnost předehřevu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %
N ₄	Účinnost transformace energie	70,1 %

Parametry zemního plynu pro chlad:

P ₁	Vstupní tlak	4,5 MPa
P ₂	Výstupní tlak	0,6 MPa
M _R	Roční spotřeba v ČR	7 280 000 000 Nm ³
M ₁	Hodinový průtok	831 050 Nm ³ .h ⁻¹
M ₂	Hodinový průtok	157,6 kg.s ⁻¹
T ₁	Vstupní teplota	10 °C
T ₂	Teplota po adiabatické expanzi	-99,7 °C
T ₃	Teplota po expanzi	-64,1 °C
T ₄	Výstupní teplota	10 °C
N ₁	Účinnost expanzní turbíny	60 %
N ₂	Účinnost výměníku chladu	90 %
N ₃	Účinnost generátoru	95 %

Využití průtok zemního plynu [%]	Přehřev 93 °C		Přehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Příkon pro přehřev [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]	Vyrobený chlad [kWh]	Vyrobená el. energie [kWh]
10	3702	2 509	6 148	4 355	2 321	1 794
20	7 404	5 018	12 296	8 709	4 643	3 589
30	11 105	7 527	18 443	13 064	6 964	5 383
40	14 807	10 036	24 591	17 418	9 286	7 178
50	18 509	12 546	30 739	21 773	11 607	8 972
60	22 211	15 055	36 887	26 127	13 928	10 766
70	25 913	17 564	43 035	30 482	16 250	12 561
80	29 614	20 073	49 182	34 836	18 571	14 355
90	33316	22 582	55 330	39 191	20 893	16 150
100	37 018	25 091	61 478	43 545	23 214	17 944

Tabulka 9.8 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

V tabulce číslo 9.10 jsem výsledky seřadil dle délky provozu redukční stanice využívající tlakovou energii zemního plynu. V roce 2014 byla spotřeba zemního plynu v České republice 7 280 000 000 m³.

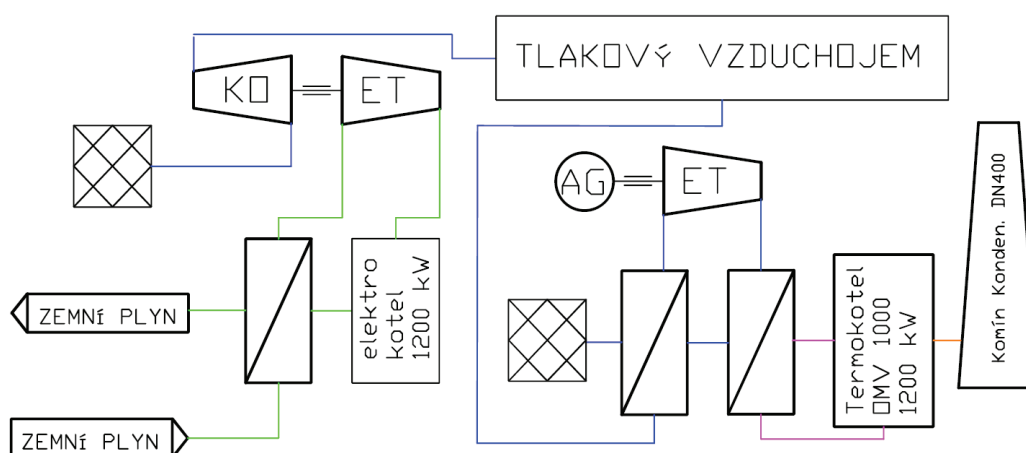
Doba provozu	Přehřev 93 °C		Přehřev 250 °C		Výroba chladu	
	Příkon pro přehřev [MWh]	Vyrobená el. energie [MWh]	Příkon pro přehřev [MW]	Vyrobená el. energie [MWh]	Vyrobený chlad [MWh]	Vyrobená el. energie [MWh]
hodina	37,02	25,09	61,48	43,55	23,21	17,94
den	888	602	1 475	1 045	557	431
rok	316 288	214 378	525 268	372 048	198 340	153 314

Tabulka 9.9 – Závěrečné shrnutí využití tlakové energie zemního plynu

10. Přínos dosažených výsledku pro vědní obor a praxi

Očekávaný přínos práce je v prokázání, že je možno nahradit redukční stanici zemního plynu kogenerační jednotkou s prokazatelnou úsporou paliva. Využitím této technologie při výrobě elektrické energie dosáhneme vysoké účinnosti transformace chemické energie paliva na elektrickou energii. V případě realizace této technologie v praxi, dojde ke snížení spotřeby fosilních paliv a tím snížení tvorby emisí ze spalování fosilních paliv.

Dalším přínosem této technologie je využití pro akumulaci elektrické energie s dostatečně vysokou účinností a tím stabilizaci rozvodné sítě elektrické energie v době přebytku. Přebytečná elektrická energie se použije pro dohřev zemního plynu při vysokoteplotním využití tlakové energie zemního plynu a mechanická energie expanzní turbíny se využije pro pohon kompresoru, který bude stlačovat okolní vzduch do tlakového vzdušníku odpovídajících parametrů. V době nedostatku elektrické energie bude stlačený vzduch přes vysokoteplotní předehřev expandovat v expanzní turbíně a mechanická energie této turbíny se bude transformovat v elektrickém generátoru. Regulaci teploty předehřevu se bude regulovat výkon. Schéma daného zapojení je na obrázku 9.4. V rámci rozvoje vědního oboru navrhuji prozkoumat aplikovatelnost tohoto řešení, které by v praxi doplnilo přečerpávací elektrárny. Tlakový vzdušník navrhuji konstrukce s rovnoměrným tlakem, takzvaný akumulátor tlaku. Výhodou tohoto řešení je, že kompresor i expanzní turbína bude pracovat s konstantním tlakovým poměrem.



Obrázek 9.4 – Schéma přínosu pro vědní obor a praxi

KO – Kompresor, AG – asynchronní generátor, ET – expanzní turbína

11. Závěr

V disertační práci jsem řešil možnost využití energie stlačeného zemního plynu k výrobě elektrické energie pomocí expanzní turbíny, která je investičně i provozně náročnější. Kogenerační jednotku doporučuji s expanzní turbínou společnosti Siemens, s. r. o. Tato společnost v současné době nabízí expanzní turbínu pro maximální teplotu přehřevu zemního plynu 250 °C. V disertační práci jsem řešil způsoby regulace výkonu expanzní turbíny. Regulace na konstantní teplotu vstupního plynu, která je pro provoz turbíny vhodnější, ale je náročnější na regulaci dohřevu zemního plynu. V porovnání s regulací na konstantní výkon expanzní turbíny, která je z důvodu změn teploty vstupního zemního plynu pro konstrukci expanzní turbíny náročnější, ale je vhodnější pro regulaci dohřevu zemního plynu. V rámci doktorského studia jsme ochránili užitným vzorem číslo 27275, technologii redukční stanice pro redukci tlaku plynu s výrobou elektrické energie a přehřevem nad 150 °C. V současné době máme podanou žádost o ochranu užitným vzorem pro technologii výroby chladu a elektrické energie při redukci tlaku zemního plynu. Využitelnost této kogenerační jednotky, dle mého názoru, je hlavně při velkých průmyslových areálech jako například automobilky a pro hutní podniky. Tyto podniky spotřebovávají větší množství zemního plynu a vyrobenou energii by částečně pokryli vlastní spotřebu. Nevýhodu většího rozšíření využití tlakové energie zemního plynu k výrobě elektrické energie vidím v tom, že tato energie není dosud zvýhodněná při výkupu jako jiné alternativní zdroje energie. Touto technologií lze částečně využít energii, která byla vložená do komprese zemního plynu pro dopravu plynovodem.

V rámci disertační práce se jeví jako energeticky velice zajímavé, využití tlakové energie zemního plynu pro výrobu chladu a mechanické nebo elektrické energie. Při této technologii, pokud lze dodávat veškerý vyrobený chlad spotřebiteli, lze elektrickou energii vyrábět bez přivedeného tepla. Nezanedbatelná je i cena vyrobeného chladu. Výroba chladu a elektrické energie je bez vložení další energie, pouze se využije tlaková energie zemního plynu, která se v současné době ve většině případů maří škrcením. Vzhledem k tomu, že výroba chladu a elektrické energie je bez další vstupní energie, nelze vypočítat účinnost transformace dodané energie na vyrobenou energii. Šlo by pouze vypočítat účinnost transformace tlakové energie zemního plynu na vyrobenou energii, ale v současné době se tlaková energie plynu maří škrcením. Po vydání osvědčení o užitém vzoru pro kombinovanou výrobu chladu a elektrické energie se chci této problematice věnovat ve spolupráci s VŠB-TUO, i po skončení doktorského studia. Technologií výroby chladu a elektrické energie lze využít celoročně, kdy vyrobený chlad bude sloužit ke chlazení chladicí vody kondenzátoru kondenzačních turbín. V současné době se teplo z kondenzátoru maří v chladících věžích.

11. Conclusion

In the dissertation work I dealt with the possibility of utilization of energy of the compressed natural gas to generate electricity by means of expansion turbine, which is more demanding as for investment and operation. I recommend a cogeneration unit with an expansion turbine made by company Siemens s. r. o. The company currently offers an expansion turbine for maximum preheating temperature of natural gas 250 °C. In the dissertation work I dealt with ways of power control of the expansion turbine. Regulation to constant temperature of the inlet gas, which is preferable to turbine operation, but it is more difficult to regulate concerning gas reheating. In comparison with regulating to constant power of the expansion turbine, which is due to changes in temperature of the inlet natural gas more challenging for the design of expansion turbine, but it is preferable to regulation of natural gas reheating. As part of my doctoral studies, the technology of the reduction station for the reduction of gas pressure with electricity production and pre-heating above 150 °C was protected by utility model No. 27275. Currently, we made an application for protection of utility model for the technology of chilled water production and electricity generation while reducing the pressure of natural gas. In my opinion the usability of this cogeneration unit is mainly in large industrial complexes such as car factories and metallurgical plants. These plants use bigger amount of natural gas and with energy produced they would partially cover their own consumption. The disadvantage of more widespread utilization of pressurized natural gas energy to generate electric power I perceive that this energy is not yet available at a discounted purchase as other alternative energy sources. By this technology we can partially use the energy that was inserted into the compression of natural gas for pipeline transportation.

In the context of dissertation work the utilization of pressure energy of natural gas for chilled water production and mechanical or electric energy appears to be a very interesting finding. With this technology, if all produced chilled water can be delivered to the consumer, it is possible to produce electric energy without supplied heat. The price of produced chilled water is also considerable. Production of chilled water and electric energy is realized without inserting additional energy, only the pressure energy of natural gas is utilized, which is currently in most cases inhibited by throttling process. Since the production of chilled water and electric energy is realized without additional energy input, it is impossible to calculate the transformation efficiency of delivered energy for produced energy. It would be possible to calculate only the transformation efficiency of the pressure energy of natural gas for produced energy, but at present the gas pressure energy is inhibited by throttling process. After utility model certification for combined production of chilled water and electric energy I want to be engaged in this issue in cooperation with

the Technical University of Ostrava also after my doctoral studies. The technology of production of chilled water and electrical energy can be used all year round since produced chilled water will be used for chilling of cooling water of the condenser of condensing turbines. Currently, the heat from the condenser is inhibited in cooling towers.

Seznam použité literatury

- [1] AL-HAMAMRE, Z., DIEZINGER, S., TALUKDAR, P., VON ISSENDORFF, F., TRIMIS, D. Combustion Of Low Calorific Gases From Landfills And Waste Pyrolysis Using Porous Medium Burner Technology, *Process Safety and Environmental Protection*, 2006, Volume 84, Issue 4, pp. 297–30
- [2] BAUKAL, CH. E. *Heat Transfer in Industrial Combustion*. 1 edition. CRC Press, 2000. 568 s. ISBN 978-08493-1699-5.
- [3] DODDS, J., DORNENICO, W. F., EVANS, D. R., FISH, L.W., LASSAHN, P. L., TOTH, W. J. *Scrap Tires: A Resource and Technology Evaluation of Tire Pyrolysis and Other Selected Alternate Technologies*. EGEtG Idaho, Inc., 1983. 109 s.
- [4] GLASSMAN, I. YETTER, R. *Combustion*. 4 edition. Academic Press, 2008. 800 s. ISBN 978-0-12-088573-2
- [5] GRÖBER, H., ERK, S., GRIGULL, U. *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung*. Heidelberg, Springer Verlag, 1963. 436 s.
- [6] KREITH, F., BOEHM, R.F., et. al. *Heat and Mass Transfer*. CRC Press LLC, 1999. 288 s.
- [7] SEVEROČESKÁ ARMATURKA, spol. s r.o. *Dodavatel armatur* <http://www.sca.cz/>
- [8] PILCH L. –*Využití energie stlačeného zemního plynu k výrobě elektrické energie*
Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2010. 44 s
- [9] KADLEC Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*
- [10] PILCH L. *Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní turbíně s předehřevem na 600 °C*, Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012. 60 s
- [11] ČSN EN 10216-2 *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení*
- [12] VILIMEC LADISLAV, JOUSEM JIŘÍ *Materiály a pevnostní dimenzování části parních generátorů*
- [13] STROJON spol. s r.o. *Dodavatel tlakových nádob, tepelných výměníků a filtračních zařízení*. <http://www.strojon.cz/>
- [14] ALL FOR POWER. Informační portál a časopis. <http://www.allforpower.cz/>
- [15] FÍK, J. *Zemní plyn: tabulky, diagramy, rovnice, výpočty*. 1. Vydání. Agentura ČSTZ, s.r.o., Praha 2006. 355s. ISBN 80-86028-22-4

- [16] BEČVÁŘ J a KOL. *Tepelné turbíny*. Praha 1968. č. j. 52 580/65-III/1
- [17] PILCH LIBOR, MÍKA JIŘÍ *Studie optimalizace řízení přehřevu v PRS Děhylov*
- [18] GARANT OLOMOUC spol. s r.o. Dodavatel kotlu. <http://www.garant.cz>.
- [19] SIEMENS. *Dodavatel turbín*. <http://www.energy.siemens.com>
- [20] VORÁČEK a KOL. *Energetické stroje*. 1. vydání. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 1990
- [21] KYSELA L. *Plynárenské rozvody a spotřebiče, Poznámky k přednáškám*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 153 s.
- [22] KOLEKTIV AUTORŮ *Plynárenská příručka*, nakladatelství GAS, s.r.o Praha, 1997
- [23] KRBEK J., POLESNÝ B. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4
- [24] ČSN 38 6405 *Plynová zařízení-zásady provozu*
- [25] RIEDL R. *Místní provozní řád ET, a.s.-rozvod zemního plynu Třinec 2007*
- [26] BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. *Základy sdílení tepla*. 2. Vydání Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství v Ostravě, 2000. 110 s. ISBN 80-902001-1-7.
- [27] BLEJCHER, T. *Turbulence*. 1. Vydání. Ostrav: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 1990
- [28] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 2. Vydání. České vysoké učení technické v Praze, 2007. 212 s. ISBN 80-01-02591-8
- [29] FÍK, J. *Spalování plyných paliv a plynové hořáky* Praha: GAS s.r.o., 1998. 232 s. ISBN 80-0-12-088573-2
- [30] HEJZLAR, R. *Sdílení tepla*. 4. vydání. České vysoké učení technické v Praze, 2004. 186 s. ISBN 80-01-02974-3.
- [31] JELEMENSKÝ, K, ŠESTÁK, J., ŽITNÝ, R. *Tepelné pochody*. 2. vydání. Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2000. 308 s. ISBN 80-227-2109-3.
- [32] JUCHELKOVÁ, D. *Odpady, vedlejší produkty a nakládání s nimi*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2004. 110 s. ISBN 80-248-0753-X.
- [33] JUCHELKOVÁ, D. Využívání biomasy. In *Obnovitelné zdroje energie*, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2003. str. 9-31. ISBN 80-903373-1-7.
- [34] KOLAT, P. *Přenos tepla a hmoty*. 3. vydání. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2004. 266 s. ISBN 80-248-0003-9.

- [35] KOLAT, P., ROUBÍČEK, V. *Pokročilé energetické technologie – zplyňování biomasy a odpadů*. 1.vydání. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2007. 98 s. ISBN 978-80-248-1613-5.
- [36] KUTATELADZE, S. S., BORISANSKIJ, V. M. *Příručka sdílení tepla*. SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1962
- [37] KYSELA, L. *Plynárenství*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 73 s.
- [38] MACÁK, J. *Energetika - návody k výpočtům*, 1. vydání. Vysoká Škola Chemicko Technologická v Praze, 2001. 103 s. ISBN 80-7080-464-5.
- [39] RÉDR, M., PŘÍHODA, M. *Základy tepelné techniky*. 1. vydání. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1991. 680 s. ISBN 80-03-00366-0.
- [40] SAZIMA, M., KMONÍČEK, V., SCHNELLER, J. *Teplo*. 1. vydání. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. 592 s. ISBN 80-03-00043-2.
- [41] ŠESTÁK, J., RIEGER, F. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. 3. vydání. České vysoké učení technické v Praze, 2005. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
- [42] ČSN 38 5502. *Plynná paliva. Základní rozdělení*. 1981.
- [43] ČSN 38 5543. *Záměnnost topných plynů, Delbourgova metoda*. 1973.
- [44] ČSN EN ISO 6976 (385572). *Zemní plyn – Výpočet spalného tepla, výhřevnosti, hustoty, relativní hustoty a Wobbeho čísla*. 2006
- [45] *Plyn ve vytápění*. Společnost pro techniku prostředí, Praha, 1994. 105 s.
- [46] *Westfalen power plant*, RWE Power
- [47] ČSN EN 13445-3:2010 *Netopené tlakové nádoby(UFPV- Unfired pressure vassels)*
- [48] ČSN EN 13480-3:2013 *Kovová průmyslová potrubí (metallic industrial Piping)*
- [49] ČSN EN 12952-3:2012 *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení (Water-tube boilers and auxiliary instalations)*
- [50] ČSN EN 12953-3:2003 *Válcové kotle (Shell boilers)*
- [51] NV č. 26/2003 Sb. *Nařízení vlády, kterým se stanoví technické požadavky na tlakové zařízení*.

Seznam vlastních prací vztahujících se k tématu disertační práce

PILCH, Libor a Jiří MÍKA. Využití energie stlačeného zemního plynu v expanzní turbíně s předeheřevem nad 150°C. *All for Power: Plynařství*. 2015, 60-61.

PILCH, Libor a Jiří Míka. Minimalizace externích nákladů na předeheřev zemního plynu: Minimising External Costs of Natural Gas Pre-heating in Gas Regulating Stations. *Plyn*. 2015, **95**(5), 111-112. ISSN 0032-1761.

PILCH, Libor a Jiří MÍKA. Výzkum využitelnosti expanzní turbíny k redukci tlaku zemního plynu s předeheřevem nad 150 °C. *ISG*. 2015, 3, 62-64. ISSN 1212-7825

PILCH, Libor a Jiří MÍKA. Úprava předeheřevu zemního plynu na předávací regulační stanici: Modification of Natural Gas Preheating at Delivery Regulating Stations. *Plyn*. 2015, **95**(8), 176-179. ISSN 0032-1761.

Užitný vzor

VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. Uspořádání redukční stanice plynu pro výrobu elektrické energie. Původci: Jiří MÍKA a Libor PILCH. Česká republika. Užitný vzor 27275. 2014.

VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. Využití tlakové energie plynu k výrobě chladu a elektrické energie. Původci: Jiří MÍKA a Libor PILCH. Česká republika. Podána žádost o užitný vzor.

Seznam příloh

Příloha A – Osvědčení o zápisu užitného vzoru 27275

Příloha B – Oznámení o vytvoření předmětu průmyslového vlastnictví

Příloha C – Schéma redukční stanice pro předeheřev 250 °C

Příloha D – Schéma pro optimalizaci předeheřevu v PRS Děhylov

Přílohy